



Universidad de  
Oviedo



# **ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN**

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**ÁREA DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER Nº 19010042**

**Diseño de un intercambiador de calor agua-aire integrado en un  
ventilador industrial**

**D. ADRIÁN SALVADO GARCÍA  
TUTOR: D. DAVID GARCÍA MENÉNDEZ  
COTUTORA: D<sup>a</sup>. SUSANA RODRÍGUEZ DÍAZ**

**FECHA: Julio 2019**



# ÍNDICE GENERAL

1.- Objetivo y alcance.....	14
2.- Introducción .....	16
2.1.- Transmisión de calor.....	16
2.1.1.- Conducción .....	16
2.1.2.- Convección.....	17
2.1.3.- Radiación.....	19
2.2.- Tipos Intercambiadores de calor .....	20
2.3.- Métodos de cálculo de intercambiadores .....	22
2.3.1.- Método de la diferencia logarítmica media de temperaturas (LMTD).....	22
2.3.2.- Método efectividad-NTU .....	24
3.- Motivación y antecedentes.....	27
3.1.- Motivación del proyecto .....	27
3.2.- Antecedentes .....	28
3.3.- Idea de partida.....	31
4.- Metodología .....	32
4.1.- Aspectos de estudio.....	32
4.1.1.- Ventilador .....	32
4.1.2.- Motor .....	33
4.1.3.- Condiciones de funcionamiento .....	36
4.2.- Modelo en Matlab .....	36
4.2.1.- Estructura del programa .....	36
4.2.2.- Cálculos geométricos generales .....	41
4.2.3.- Transmisión de calor .....	42
4.2.4.- Pérdidas hidráulicas .....	52
4.2.5.- Otros aspectos .....	56
4.2.6.- Limitaciones del modelo.....	61
4.3.- Modelos CFD.....	62
4.3.2.- Flujo interior en tramos rectos.....	65



4.3.3.- Flujo interior en codos .....	70
4.3.4.- Flujo exterior sin aletas.....	74
4.3.5.- Flujo exterior con aletas .....	82
5.- Análisis de los parámetros óptimos .....	94
5.1.- Condiciones internas .....	95
5.1.1.- Calor a disipar .....	95
5.1.2.- Caudal de fluido refrigerante.....	96
5.1.3.- Caudal de aire .....	97
5.1.4.- Número de directrices .....	98
5.1.5.- Longitud de directriz .....	99
5.1.6.- Disposición de las directrices.....	100
5.1.7.- Tipo de directriz .....	101
5.1.8.- Altura conductos.....	102
5.1.9.- Anchura conductos .....	103
5.1.10.- Espesor de directriz.....	104
5.1.11.- Material de directriz .....	105
5.1.12.- Material de aletas .....	106
5.1.13.- Longitud de aletas.....	107
5.1.14.- <i>Gap</i> entre aletas.....	108
5.1.15.- Espesor de aletas .....	109
5.1.16.- Rugosidad.....	110
5.1.17.- Fluido refrigerante .....	111
5.2.- Condiciones externas .....	115
5.2.1.- Temperatura ambiente.....	115
5.2.2.- Altitud .....	116
6.- Configuración propuesta.....	118
6.1.- Otros aspectos .....	124
6.1.1.- Rendimiento de las aletas.....	124
6.1.2.- Ensuciamiento.....	125
6.1.3.- Fabricación.....	126
7.- Conclusiones y trabajos futuros .....	127
7.1.- Sobre el programa .....	127



7.2.- Sobre los resultados .....	127
7.3.- Trabajos futuros .....	128
8.- Planificación .....	130
9.- Presupuesto .....	131
10.- Bibliografía y referencias.....	133
11.- Anexos .....	136
11.1.- Nomenclatura .....	136
11.1.1.- Letras latinas.....	136
11.1.2.- Letras griegas.....	137
11.2.- Dimensiones de una directriz elíptica .....	138
11.3.- Plano preliminar del intercambiador propuesto .....	139
11.4.- Propiedades de los fluidos en las simulaciones de Fluent .....	140
11.4.1.- Aire.....	140
11.4.2.- Agua .....	141
11.5.- Efectos de la presión interior .....	142
11.6.- Desarrollo matemático del parámetro $y^+$ .....	143
11.7.- Análisis de sensibilidad de las mallas .....	144
11.7.1.- Flujo interior en tramos rectos .....	144
11.7.2.- Flujo interior en codos .....	145
11.7.3.- Flujo exterior sin aletas.....	146
11.7.4.- Flujo exterior con aletas (directriz plana).....	147
11.7.5.- Flujo exterior con aletas (directriz elíptica) .....	149
11.8.- Cálculo del coeficiente de pérdidas singulares en los codos .....	150
11.9.- Código de Matlab.....	152
11.9.1.- Programa principal.....	152
11.9.2.- Funciones de apoyo .....	161
11.10.- Propiedades termodinámicas de los fluidos térmicos .....	187
11.10.1.- Aceite SAE 50 [15].....	187
11.10.2.- Aceite Chevron grado 22 [23] .....	187
11.10.3.- Aceite Chevron grado 46 [23] .....	187
11.10.4.- Etanol [24].....	188
11.10.5.- Isopropanol [24].....	189



11.10.6.- Metanol [24] .....	190
11.10.7.- Metilciclohexano [24] .....	191
11.10.8.- Orto-xilano [24].....	192
11.10.9.- Dowtherm J [24] .....	193
11.10.10.- Dynalene MV [24] .....	194
11.10.11.- Jarytherm AX320 [24] .....	195
11.10.12.- Jarytherm BT06 [24].....	196
11.10.13.- Jarytherm CF [24].....	197
11.10.14.- Marlotherm LH [24] .....	198
11.10.15.- Marlotherm SH [24] .....	199
11.10.16.- Marlotherm X [24] .....	200
11.10.17.- Paracryol [24].....	201
11.10.18.- Paratherm CR.....	202
11.10.19.- Santotherm 59 (Therminol 59) [24].....	203
11.10.20.- Syltherm 800 [24] .....	204
11.10.21.- Syltherm XLT [24] .....	205
11.10.22.- Therminol 66 [24] .....	206
11.10.23.- Therminol ADX10 [24].....	207
11.10.24.- Therminol ALD [24] .....	208
11.10.25.- Therminol D12 [24].....	209
11.10.26.- Therminol XP [24] .....	210
11.10.27.- MPG 40 (propilenglicol) [24].....	211
11.10.28.- MEG 40 (etilenglicol) [24] .....	212



# Índice de figuras

## Capítulo 2

- Figura 2.1.- Capas límite viscosa (*izqda.*) y térmica (*dcha.*). VDI Atlas, 2010 [3]. .....18
- Figura 2.2.- Número de Prandtl y el espesor relativo de las capas límite viscosa y térmica. M. Bahrami [4]. .....19
- Figura 2.3.- Desgasificador de una central térmica (*izqda.*), precalentador de aire de matriz móvil (tipo Ljungstrom – *centro*) y precalentador de aire de matriz fija (tipo Rothermule – *dcha.*). Imágenes modificadas de [7]. .....20
- Figura 2.4.- Diferentes configuraciones de intercambiadores de tubos y carcasa: un paso por carcasa y un paso por tubos (*izqda.*), un paso por carcasa y dos pasos por tubos (*centro*) y dos pasos por carcasa y 8 pasos por tubos (*dcha.*) Imágenes modificadas de [6]. .....21
- Figura 2.5.- Algunas configuraciones de intercambiadores de calor: de placas (*izqda.*), espiral (*centro*) y helicoidal (*dcha.*). Imágenes modificadas de [9]. .....21
- Figura 2.6.- Intercambiadores de flujo cruzado: tipos (*izqda.*), partes (*centro*) y configuraciones de aletas (*dcha.*) Imágenes modificadas de [6] y [9]. .....22
- Figura 2.7.- Esquema del intercambio de calor entre refrigerante y aire. Imagen modificada de [12]. .....23
- Figura 2.8.- Evolución de las temperaturas de cada corriente para las disposiciones en contraflujo (contracorriente) y para flujo directo (equicorriente). .....23
- Figura 2.9.- Analogía de circuitos eléctricos: sin aletas (*izqda.*) y con aletas (*dhca.*). .....24
- Figura 2.10.- Gráficas para el cálculo de la efectividad  $\varepsilon$  en función de  $CR, NTU$  para flujo equicorriente (*izqda.*) y contracorriente (*dcha.*). .....25

## Capítulo 3

- Figura 3.1.- Fotografías de los ensayos realizados (el número en la esquina superior izqda. de cada imagen indica el ensayo). En sentido horario desde la esquina superior izda.: motor sin carcasa, arrollamientos con tubos del sistema de refrigeración de Nutecold, sistema de compresión mecánica de vapor y montaje completo con la espuma aislante. Imágenes cedidas por Zitrón. ....29
- Figura 3.2.- Fotografías de los ensayos realizados (el número en la esquina superior dcha. de cada imagen indica el ensayo). En sentido horario desde la esquina superior izda.: carcasa mecanizada, sistema de Nutecold sobre la carcasa mecanizada, control de caudal por válvula y caudalímetro, motor encapsulado con refrigeración por agua. Imágenes cedidas por Zitrón. ....30



Figura 3.3.- Esbozo del intercambiador, donde se muestra una directriz en planta ( <i>arriba</i> ) y alzado ( <i>abajo</i> ). .....	31
---	----

#### Capítulo 4

Figura 4.1.- Directrices curvas usadas en ventiladores unidireccionales. Imagen modificada de [12]. .....	32
Figura 4.2.- Ventiladores montando directrices planas ( <i>izqda.</i> ) y directrices elípticas ( <i>dcha.</i> ). Imagen de Zitrón. ....	33
Figura 4.3.- Bomba para acoplar al eje trasero del motor [17]. .....	35
Figura 4.4.- Nomograma para el factor de corrección $\Psi r$ con flujo entrelazado-paralelo [9]. ....	39
Figura 4.5.- Coeficiente corrector del diámetro hidráulico para flujo laminar (curva 1) y para flujo turbulento (curva 2). Modificada de [14]. .....	43
Figura 4.6.- Valores de $Nu_D$ para diferentes secciones de paso en régimen laminar [6]. .....	43
Figura 4.7.- Cálculo de la anchura media de los conductos. ....	47
Figura 4.8.- Ejemplo de matriz de coeficientes de convección [ $W/m^2K$ ] para una directriz plana de 1m de longitud en función de la longitud de aleta ( $L=1cm/2cm/3cm$ ) y del espaciado entre aletas ( $gap=2cm/4cm/8cm$ ). .....	48
Figura 4.9.- Conducción de calor a través de una pared plana. Modificada de [6]. .....	49
Figura 4.10.- Parámetros principales de una aleta longitudinal. Modificada de [5]. .....	49
Figura 4.11.- Evolución del salto de temperaturas a lo largo de la longitud aleta (parámetros adimensionales). Datos geométricos: $L=30mm$ ; $a=1,5m$ ; $k_{ale}=14W/mK$ ; $h_{ale}=147W/m^2K$ . .....	51
Figura 4.12.- Diagrama de Moody para el cálculo del factor de fricción. ....	53
Figura 4.13.- Evolución del factor de fricción con el incremento de la rugosidad absoluta para un diámetro de tubo y turbulencia dados ( $d=20\text{ mm}$ , $Re=8000$ ) según las expresiones (4.45)-(4.47). .....	54
Figura 4.14.- Coeficiente de pérdidas singulares de un difusor con apertura en un solo plano [14]. .....	56
Figura 4.15.- Coeficiente de pérdidas singulares en los codos [14]. .....	56
Figura 4.16.- Evolución de algunas variables con la temperatura (de izqda. a dcha.: conductividad térmica, densidad y calor específico). Fluido: agua pura. ....	57
Figura 4.17.- Evolución de algunas variables con la temperatura (de izqda. a dcha.: viscosidad dinámica, viscosidad cinemática y $n^\circ$ de Prandtl). Fluido: agua pura. ....	57
Figura 4.18.- Comportamiento de la densidad del aire frente a la altitud. ....	58
Figura 4.19.- Incoherencia en el cálculo de la transmisión de calor entre dos corrientes. ....	61



Figura 4.20.- Determinación de la calidad ortogonal.....	63
Figura 4.21.- Determinación de la deformación de las celdas ( <i>skewness</i> ).....	63
Figura 4.22.- Esquema de una capa límite, con sus tramos laminar, de transición y turbulento. .....	64
Figura 4.23.- Representación adimensionalizada de la capa límite con velocidad (escalas logarítmicas). ....	64
Figura 4.24.- Mallado en Gambit para simulación de flujo interior en tramos rectos. ....	66
Figura 4.25.- Condiciones de contorno del dominio de tramos rectos. Dimensiones no escaladas. .....	66
Figura 4.26.- Contornos y vectores de velocidad del fluido interior en una directriz recta (plano medio). ....	69
Figura 4.27.- Condiciones de contorno fijadas para las simulaciones de los codos. Dimensiones no escaladas. ....	71
Figura 4.28.- Contornos de velocidad [m/s] en la zona del codo.....	73
Figura 4.29.- Condiciones de contorno impuestas en las simulaciones de flujo exterior sin aletas. Dimensiones no escaladas. ....	75
Figura 4.30.- Mallado empleado en las simulaciones de flujo exterior sin aletas ( <i>a</i> : dominio completo, <i>b</i> : detalle del borde de ataque de la directriz). ....	75
Figura 4.31.- Coeficientes de arrastre ( $C_D$ ) para diferentes perfiles [35].....	76
Figura 4.32.- Contornos de velocidad para flujo exterior torsionado (a) y axial (b). ....	78
Figura 4.33.- Evolución del coeficiente de convección a lo largo de una directriz elíptica (longitud: 1500 mm) para flujo axial ( <i>izqda.</i> ) y torsionado ( <i>dcha.</i> ). ....	81
Figura 4.34.- Evolución del coeficiente de convección a lo largo de una directriz plana (longitud: 1500 mm) para flujo axial ( <i>izqda.</i> ) y torsionado ( <i>dcha.</i> ). ....	82
Figura 4.35.- Condiciones de contorno impuestas en las simulaciones de flujo externo axial con aletas. Dimensiones no escaladas. ....	83
Figura 4.36.- Comparación de los coeficientes de película en la base obtenidos para distintos espaciados y longitudes de aletas, con directriz elíptica ( <i>izqda.</i> ) y recta ( <i>dcha.</i> ). ....	84
Figura 4.37.- Contornos de velocidad en el plano medio entre aletas para una longitud de aleta de 30 mm y un <i>gap</i> de 5 mm. ....	85
Figura 4.38.- Comparación de los coeficientes de película en la aleta obtenidos para distintos espaciados y longitudes de aletas, con directriz elíptica ( <i>izqda.</i> ) y recta ( <i>dcha.</i> ). ....	86
Figura 4.39.- Comparación de resultados para dominios de diferente dimensión axial en una directriz recta (longitud de aleta: 30 mm, <i>gap</i> : 10 mm). ....	86





Figura 4.40.- Comparación de coeficientes de convección en la base para dominios de diferente dimensión axial en una directriz elíptica. ....	87
Figura 4.41.- Influencia de la velocidad del aire en los coeficientes de convección para aletas de 10 mm separadas 10 mm. Directriz plana de 2 m.....	88
Figura 4.42.- Contornos de temperatura de dos aletas para una directriz plana ( <i>izqda.</i> ) y otra elíptica ( <i>dcha.</i> ). Longitud de directriz: 1500 mm, longitud de aleta: 30 mm, <i>gap</i> : 40 mm. ....	89
Figura 4.43.- Comparación de coeficientes de las pérdidas aerodinámicas en una directriz elíptica y otra plana en función de la geometría de la aleta (longitud: 1500 mm). ....	89
Figura 4.44.- Condiciones de contorno impuestas en las simulaciones de flujo exterior torsionado con aletas. Dimensiones no escaladas.....	90
Figura 4.45.- Contornos del coeficiente de convección para una directriz elíptica de 1,5 m en un flujo torsionado (longitud de aleta: 30 mm, <i>gap</i> : 40 mm). ....	92

## Capítulo 5

Figura 5.1.- Parámetros de funcionamiento en función del calor a disipar.....	95
Figura 5.2.- Parámetros de funcionamiento en función del caudal de refrigerante. ....	96
Figura 5.3.- Parámetros de funcionamiento en función del caudal de aire. ....	97
Figura 5.4.- Parámetros de funcionamiento en función del número de directrices (configuración en paralelo). ....	98
Figura 5.5.- Parámetros de funcionamiento en función de la longitud de las directrices. ....	99
Figura 5.6.- Parámetros de funcionamiento en función del número de directrices para una disposición en serie (frente a una disposición en paralelo de la Figura 5.4). ....	100
Figura 5.7.- Parámetros de funcionamiento frente al número de directrices para una geometría elíptica en serie (frente a directrices planas de la Figura 5.6).....	101
Figura 5.8.- Parámetros de funcionamiento en función de la altura de los conductos.....	102
Figura 5.9.- Parámetros de funcionamiento en función de la anchura de los conductos. ....	103
Figura 5.10.- Parámetros de funcionamiento en función del espesor de la directriz. ....	104
Figura 5.11.- Detalle de la Figura 5.10 para la temperatura de salida del fluido refrigerante. .	105
Figura 5.12.- Parámetros de funcionamiento en función del material de la directriz. ....	105
Figura 5.13.- Parámetros de funcionamiento en función del material de las aletas. ....	106
Figura 5.14.- Parámetros de funcionamiento en función de la longitud de las aletas.....	107
Figura 5.15.- Parámetros de funcionamiento en función del espaciado entre aletas. ....	108
Figura 5.16.- Parámetros de funcionamiento en función del espesor de las aletas.....	109



Figura 5.17.- Parámetros de funcionamiento en función de la rugosidad de los conductos internos. .....	110
Figura 5.18.- Parámetros de funcionamiento en función del fluido refrigerante empleado (ordenados según su temperatura de salida en sentido creciente). ....	112
Figura 5.19.- Parámetros de funcionamiento en función del fluido refrigerante empleado (ordenados según su caída de presión en sentido creciente).....	113
Figura 5.20.- Parámetros de funcionamiento en función del fluido refrigerante empleado (ordenados según la potencia demandada por la bomba en sentido creciente). ....	114
Figura 5.21.- Parámetros de funcionamiento en función de la temperatura ambiente.....	115
Figura 5.22.- Parámetros de funcionamiento en función de la altitud. ....	116
Figura 5.23.- Detalle de la Figura 5.22 para la temperatura de salida del refrigerante.....	117

### Capítulo 6

Figura 6.1.- Evolución de las temperaturas de ambos fluidos a contracorriente. ....	119
Figura 6.2.- Evolución de las temperaturas (arriba) y del calor disipado (abajo) durante los cálculos. ....	120
Figura 6.3.- Resistencias térmicas ( <i>izqda.</i> ) y perfil de temperaturas en el punto medio ( <i>dcha.</i> ). .....	121
Figura 6.4.- Resumen de los datos introducidos en el programa. ....	122
Figura 6.5.- Resumen de los resultados obtenidos. ....	123
Figura 6.6.- Evolución de la temperatura a lo largo de la aleta. Temperatura ambiente: 30°C.	125
Figura 6.7.- Resistencias térmicas ( <i>izqda.</i> ) y perfil de temperaturas en el punto medio para una condición sin ensuciamiento ( <i>dcha.</i> ). ....	126

### Capítulo 8

Figura 8.1.- Diagrama de Gantt del proyecto.....	130
--	-----



# Índice de tablas

## Capítulo 2

Tabla 2.1.- Conductividades térmicas de algunos materiales a temperatura ambiente, ordenadas de materiales conductores a aislantes [1].....	16
Tabla 2.2.- Rangos del coeficiente de convección para diferentes casuísticas [2].....	17

## Capítulo 3

Tabla 3.1.- Tipos de ensayos de ventiladores a alta temperatura [11]. La clase F <sub>842</sub> sigue una curva de tiempo/temperatura. ....	27
Tabla 3.2.- Resultados de los ensayos de refrigeración de un motor Leroy de 30 kW.....	30

## Capítulo 4

Tabla 4.1.- Explicación de la referencia del motor elegido. ....	34
Tabla 4.2.- Características eléctricas del motor seleccionado [13]. ....	34
Tabla 4.3.- Objetivo de cada función empleada en el código de Matlab. ....	37
Tabla 4.4.- Coeficientes de corrección de $Nu_D$ y $f$ [15]. ....	44
Tabla 4.5.- Resistencias de ensuciamiento $m^2 \cdot KkW$ para varias sustancias en intercambiadores de tubos y carcasa [2].....	52
Tabla 4.6.- Rugosidades absolutas [mm] de diferentes materiales [2].....	55
Tabla 4.7. Criterios usados en la aceptación de los indicadores de calidad de las mallas. ....	63
Tabla 4.8.- Parámetros de calidad de la malla para flujo interior en tramos rectos. ....	66
Tabla 4.9.- Condiciones de las simulaciones de flujo interior en los tramos rectos. ....	67
Tabla 4.10.- Velocidades y modelos de turbulencia empleados en las simulaciones de flujo interior en tramos rectos. ....	67
Tabla 4.11.- Comparación de coeficientes de convección interiores en tramos rectos.....	68
Tabla 4.12.- Errores relativos en los coeficientes de convección interiores en tramos rectos. ...	68
Tabla 4.13.- Pérdidas hidráulicas en tramos rectos para un conducto, según simulaciones de Fluent ( <i>azul</i> ) y código de Matlab ( <i>rosa</i> ). Comparación de resultados.....	70
Tabla 4.14.- Condiciones de las simulaciones de flujo interior en los codos. ....	72
Tabla 4.15.- Cálculo del coeficiente de pérdidas singulares en los codos. ....	72
Tabla 4.16.- Parámetros de calidad de las mallas para flujo exterior sin aletas. D.E.=Directriz Elíptica. D.P.=Directriz plana (Longitud-Anchura). ....	76



Tabla 4.17.- Condiciones de las simulaciones de flujo exterior sin aletas.....	76
Tabla 4.18. Condiciones de la simulación de flujo exterior para comprobación de $C_D$ en cilindro elíptico. ....	77
Tabla 4.19. Comparación de resultados de coeficientes aerodinámicos para placas inclinadas. ....	77
Tabla 4.20. Caída de presión para directrices elípticas convencionales (7 directrices). ....	78
Tabla 4.21. Caída de presión para directrices planas (longitud: 1500 mm, anchura: 16 mm). ....	78
Tabla 4.22. Caída de presión para directrices elípticas (anchura: 16 mm, 5 directrices). ....	79
Tabla 4.23. Caída de presión para directrices planas (longitud: 2000 mm, 5 directrices, flujo axial). ....	79
Tabla 4.24. Caída de presión para directrices planas y elípticas (longitud: 1500 mm). ....	80
Tabla 4.25. Comparación de los valores de los coeficientes de convección exterior en flujo axial alrededor de una placa plana. ....	80
Tabla 4.26. Condiciones de las simulaciones de flujo exterior axial con aletas. ....	83
Tabla 4.27. Parámetros de calidad del mallado para flujo exterior axial con aletas. Longitud de directriz: 1500 mm, longitud de aleta: 30 mm, <i>gap</i> : 40 mm. ....	84
Tabla 4.28. Comparación entre aletas de acero inoxidable y de aluminio. Directriz de 2 m con aletas de 10 mm y <i>gap</i> de 10 mm. ....	88
Tabla 4.29. Comparación entre temperatura ambiente de 20°C y de 30 °C. Aletas de 20 mm con <i>gap</i> de 40 mm. ....	88
Tabla 4.30. Condiciones de las simulaciones de flujo exterior torsionado con aletas. ....	91
Tabla 4.31. Indicadores de calidad de algunas mallas para flujo exterior torsionado con aletas. ....	91
Tabla 4.32. Pérdidas aerodinámicas con flujo axial resultantes en los dominios de directriz completa y de media directriz (planas y elípticas con aletas). ....	91
Tabla 4.33. Coeficientes de convección con flujo axial resultantes en los dominios de directriz completa y de media directriz (planas y elípticas con aletas). ....	92
Tabla 4.34. Caída de presión para distintas longitudes de aleta (flujo torsionado, directriz elíptica de 1500 mm de largo, <i>gap</i> : 40 mm). ....	92

## Capítulo 5

Tabla 5.1.- Modelo de directriz para realización de comparaciones. ....	94
Tabla 5.2.- Lista de los fluidos de refrigeración estudiados. ....	111

## Capítulo 6

Tabla 6.1.- Definición del intercambiador propuesto. ....	118
---	-----



## Capítulo 8

Tabla 8.1.- Tareas llevadas a cabo durante la elaboración del proyecto.....	130
---	-----

## Capítulo 9

Tabla 9.1.- Costes de mano de obra. ....	131
Tabla 9.2.- Costes de licencia de software. ....	131
Tabla 9.3. Costes de licencias de software imputables al proyecto. ....	132
Tabla 9.4. Costes totales del proyecto.....	132

## Capítulo 11

Tabla 11.1.- Comparación entre resultados con propiedades constantes y variables del aire...141	
Tabla 11.2.- Condiciones de las simulaciones del análisis de sensibilidad de flujo interior en tramos rectos. ....	144
Tabla 11-3.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo interior en tramos rectos. ....	144
Tabla 11.4.- Condiciones de las simulaciones del análisis de sensibilidad de flujo interior en codos. ....	145
Tabla 11-5.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo interior en tramos rectos. ....	145
Tabla 11.6.- Condiciones de las simulaciones del análisis de sensibilidad de flujo exterior en directrices sin aletas. ....	146
Tabla 11.7.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior en directrices sin aletas. ....	146
Tabla 11.8.- Condiciones de las simulaciones para flujo exterior axial con aletas planas.....	147
Tabla 11.9.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y dominio reducido. ....	147
Tabla 11.10.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y dominio extendido en la dirección longitudinal.....	148
Tabla 11.11.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y dominio extendido en las direcciones longitudinal y tangencial. ....	148
Tabla 11.12.- Condiciones de simulación para flujo exterior axial con aletas y directrices elípticas. ....	149
Tabla 11.13.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y directriz elíptica.....	149
Tabla 11.14.- Resultados de las simulaciones para el cálculo del coeficiente $\xi_{codo}$ . $lw = 5$ mm. ....	150
Tabla 11.15.- Cálculo del coeficiente $\xi_{codo}$ para $lw = 5$ mm.....	150



Tabla 11.16.- Resultados de las simulaciones para el cálculo del coeficiente $\xi_{codo}$ . $lw = 10$ mm. ....	151
Tabla 11.17.- Cálculo del coeficiente $\xi_{codo}$ para $lw = 10$ mm.....	151
Tabla 11.18.- Resultados de las simulaciones para el cálculo del coeficiente $\xi_{codo}$ . $lw = 15$ mm. ....	151
Tabla 11.19.- Cálculo del coeficiente $\xi_{codo}$ para $lw = 15$ mm.....	151



# 1.- OBJETIVO Y ALCANCE

En el presente Trabajo Fin de Máster (TFM en adelante) se desarrollará el anteproyecto de diseño de un intercambiador que disipe el calor generado por un motor eléctrico con el que se acciona un ventilador industrial. La tarea surge de una necesidad de la empresa Talleres Zitrón, S.A., dedicada a la fabricación de sistemas de ventilación para minería, obras públicas y sector naval. Se ha llevado a cabo a través de unas prácticas en su sede de Gijón.

Al tratarse un anteproyecto, el objetivo del mismo consistirá en proponer un diseño y evaluar su viabilidad técnica, de cara a una segunda fase de definición de los parámetros necesarios para la fabricación. En consecuencia, se prescinde del documento de pliegos de condiciones, el presupuesto se incluye en la presente memoria y, en los adjuntos, se añaden un plano preliminar de carácter general.

Actualmente todos los ventiladores que ofrece Zitrón son accionados por motores refrigerados por aire, lo que acarrea una serie de inconvenientes (discutidos más adelante). Para evitarlos, se pretende emplear un motor de refrigeración líquida. Dicha máquina requiere un determinado caudal de fluido refrigerante a una temperatura acotada por el fabricante para garantizar su correcto funcionamiento, sacando el mismo flujo másico con un incremento positivo de temperatura. Este caudal será introducido en el intercambiador de calor que atañe al presente TFM, donde se enfriará hasta un valor que permita ser devuelto en el motor. Se empleará el aire que mueve el ventilador como foco frío. Por imposición de la empresa, se tratará de un circuito cerrado, de forma que no se dependa de suministros externos de agua. El fluido de refrigeración será trasegado mediante una bomba acoplada al eje trasero del motor y que gire solidariamente con él.

El intercambiador propuesto deberá garantizar una refrigeración adecuada del motor bajo condiciones ambientales adversas (definidas más adelante), pero no en caso de incendio. En ese supuesto, se cortaría la refrigeración y el motor pasaría a funcionar aislado del exterior hasta que se produjese el fallo por sobrecalentamiento de los devanados.

Además de la refrigeración, se deben tener en cuenta otros factores: las pérdidas de carga en el circuito del fluido refrigerante y las pérdidas aerodinámicas. Ambas repercuten negativamente en el rendimiento del ventilador. Otras limitaciones presentes son económicas y de fabricación, puesto que se debe ser posible su construcción a un precio razonable para que el proyecto sea viable.

Desde la empresa se ha propuesto un esbozo general de la geometría deseada, pero se desconoce si con ella sería posible cumplir los requerimientos de refrigeración sin perjudicar excesivamente el rendimiento aerodinámico ni introducir un trabajo de bombeo excesivo. En caso de ser posible, faltaría definir la geometría, caudales de refrigeración, etc. Se analizará la posibilidad de emplear diferentes fluidos (en lugar de agua) y los caudales que se precisarían bombear. También se evaluará el comportamiento del intercambiador bajo diferentes condiciones de operación.



A fin de encontrar un diseño válido que optimice los parámetros anteriores, se desarrollará una herramienta informática con software Matlab que estudie cómo varía la refrigeración alcanzada en base a diferentes parámetros de estudio, lo que facilitará la toma de decisiones posteriormente. Dicho código de Matlab se apoyará en algunos parámetros de transmisión de calor, de los cuales algunos han sido obtenidos por correlaciones empíricas integradas en el propio programa y otros mediante simulaciones CFD en software Ansys Fluent. Por medio de este método se han evaluado también las pérdidas aerodinámicas generadas.

Finalmente se propondrá un diseño y se analizará su funcionamiento.





## 2.- INTRODUCCIÓN

Con el objetivo de dar un contexto al presente trabajo, se introducen a continuación unos conceptos generales sobre la transmisión de calor, los equipos que se emplean para maximizarla en los procesos industriales y las formas que existen de estimarla.

### 2.1.- Transmisión de calor

La transmisión de calor se define como la “energía en tránsito debida a una diferencia de temperaturas” [1], pasando de regiones con un nivel térmico superior a otras con niveles térmicos inferiores. Dicha transferencia puede ocurrir según uno o varios de los siguientes mecanismos físicos:

#### 2.1.1.- Conducción

Se da a través de un medio material (sólido, líquido o gas) sin intercambio de materia. Las partículas de una región con temperatura elevada tienen mayor energía cinética, lo que provoca un gran número de colisiones con sus vecinas, a las que ceden parte de su energía. En metales, los electrones libres también contribuyen a la conducción. Este fenómeno sigue la ley de Fourier:

$$\dot{q}_{cond} = -k\nabla T \quad (2.1)$$

Donde  $\dot{q}_{cond}$  representa el flujo calorífico  $\left[\frac{W}{m^2}\right]$  debido a este fenómeno,  $k$  (conductividad térmica,  $\frac{W}{m \cdot K}$ ) es la constante de proporcionalidad, propia de cada material (mayor en metales y menor en aislantes, Tabla 2.1) y  $\nabla T$  es el gradiente del campo de temperaturas en el cuerpo, sustituyéndose por  $\frac{dT}{dx}$  en el caso unidireccional. Si, además, la distribución de temperaturas es lineal, se puede reemplazar por una proporción de incrementos finitos:

$$\dot{q}_{cond} = -k \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.2)$$

El signo negativo indica el sentido de la transferencia (desde una temperatura alta a otra inferior).

Material	$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$	Material	$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$
Diamante	2300	Agua líquida	0,607
Cobre	401	Piel humana	0,37
Aluminio	237	Madera (roble)	0,17
Hierro	80,2	Fibra de vidrio	0,043
Vidrio	0,78	Aire	0,026

Tabla 2.1.- Conductividades térmicas de algunos materiales a temperatura ambiente, ordenadas de materiales conductores a aislantes [1].



## 2.1.2.- Convección

En este caso, la transmisión de calor se produce por un solapamiento de dos fenómenos: el movimiento molecular aleatorio de un fluido (difusión) superpuesto al movimiento global (macroscópico) del mismo en presencia de un gradiente de temperatura. Tiene lugar cuando se dispone de un flujo de un fluido próximo a una superficie con diferente nivel térmico. La difusión será preponderante en la zona más próxima a la pared donde, por condición de adherencia, la velocidad del fluido será nula; mientras que el movimiento macroscópico resultará más relevante según nos vayamos alejando de la misma. Existen dos opciones posibles:

- El flujo es causado por medios externos (ej.: una bomba para trasegar agua). Se conoce como convección forzada.
- El flujo es causado por efectos de flotación, puesto que el gradiente térmico origina diferencias de densidad que, a su vez, se traducen en fuerzas de empuje. En este caso nos referimos a convección natural.

Además, puede existir o no un cambio de fase del fluido, ya sea de gas a líquido (condensación) o en sentido contrario (ebullición). En todos los casos, la transferencia de calor se puede expresar mediante la siguiente ecuación (ley de Newton del enfriamiento):

$$\dot{q}_{conv} = h \cdot (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (2.3)$$

Donde  $T_{sup}$  representa la temperatura de la superficie del cuerpo y  $T_{\infty}$  indica la temperatura del fluido.  $h$  es el coeficiente de convección [ $W/m^2 K$ ], que indica la facilidad de transmisión de calor y que viene dada a grandes rasgos por el tipo de convección y la naturaleza del fluido (Tabla 2.2). Se observa que la convección con cambio de fase es más efectiva que la forzada y ésta, a su vez, lo es respecto a la natural.

Tipo de convección	Fluido	Rango de $h$ [ $W/m^2 K$ ]
Natural	Gas	2 – 25
Natural	Líquido	10 – 1.000
Forzada	Gas	25 – 250
Forzada	Líquido	50 – 20.000
Condensación / Ebullición		2.500 – 100.000

Tabla 2.2.- Rangos del coeficiente de convección para diferentes casuísticas [2].

Para determinar los coeficientes de convección normalmente se recurre a correlaciones empíricas, obtenidas en el laboratorio por medio de ensayos. El número de variables que influyen en estos problemas es elevado (temperaturas, velocidades, dimensiones, propiedades de los fluidos, etc), pero se pueden reducir mediante el uso de números adimensionales. Los números de Reynolds ( $Re$ ) y de Grashof ( $Gr$ ) describen las características del flujo en convección forzada y natural respectivamente:



$$Re = \frac{u \cdot L \cdot \rho}{\mu} = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (2.4)$$

$$Gr = \frac{L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (2.5)$$

Donde  $u$  es la velocidad del flujo [m/s];  $L$ , la dimensión característica [m];  $\rho$ , la densidad [kg/m<sup>3</sup>];  $\mu$ , la viscosidad dinámica [Pa · s];  $\nu$ , la viscosidad cinemática [m<sup>2</sup>/s];  $g$ , la gravedad [m/s<sup>2</sup>];  $\beta$ , el coeficiente de expansión volumétrica [K<sup>-1</sup>] y  $\Delta T$ , el salto térmico (normalmente entre la superficie y la temperatura media del fluido) [K]. Otras propiedades de la sustancia se resumen con el número de Prandtl ( $Pr$ ):

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.6)$$

Donde  $c_p$  es el calor específico a presión constante [J/kg · K] y  $k$  es la conductividad [W/mK]. Por último, se tiene el número de Nusselt ( $Nu$ ):

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (2.7)$$

Para geometrías y flujos sencillos,  $Nu$  permite relacionar las cifras anteriores con el coeficiente de convección por medio de correlaciones, ya sea para convección forzada [ $Nu = f(Re, Pr)$ ] o natural [ $Nu = f(Gr, Pr)$ ]. Estas relaciones se pueden corregir con factores adimensionales que tengan en cuenta propiedades geométricas, diferencias de temperatura, etc.

Al igual que para los efectos viscosos existe una capa límite de velocidad ( $\delta_u$ ), para la transmisión convectiva existe una capa límite térmica ( $\delta_T$ ) dada por un perfil de temperaturas.

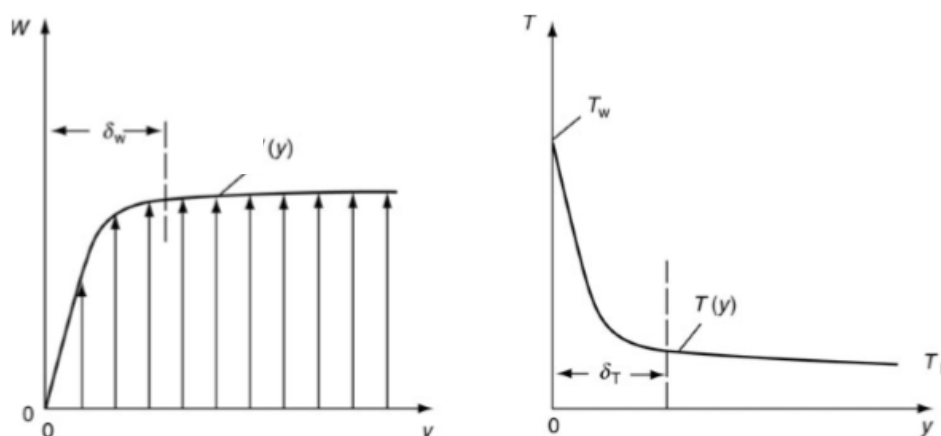


Figura 2.1.- Capas límite viscosa (izqda.) y térmica (dcha.). VDI Atlas, 2010 [3].

El espesor de la capa límite térmica (análoga a la de velocidad) se define de la siguiente manera:

$$\delta_T = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} = 0,99 \quad (2.8)$$

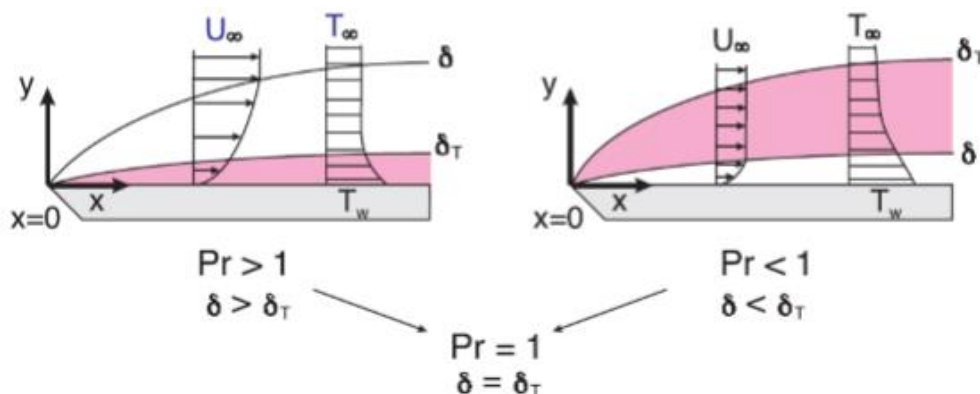


Figura 2.2.- Número de Prandtl y el espesor relativo de las capas límite viscosa y térmica. M. Bahrami [4].

El número de Prandtl, definido en la página anterior, es una medida del espesor relativo entre de las capas límite viscosa y térmica, de forma que, para  $Pr > 1$  (ej: agua, aceites),  $\delta_T < \delta_u$  y para  $Pr < 1$  (ej: metales líquidos, aire),  $\delta_T > \delta_u$ . Esto tendrá influencia en la estrategia de mallado a la hora de hacer simulaciones CFD, como se verá más adelante.

### 2.1.3.- Radiación

En este caso, la energía se transmite por medio de ondas electromagnéticas sin necesidad de que exista un medio material. Todo cuerpo cuya superficie esté a una temperatura superior al cero absoluto (0 K), emitirá radiación en función de dicha temperatura. La emisión máxima se corresponde con la un cuerpo negro, que sigue la ley de Stefan-Boltzmann:

$$\dot{q}_{rad,m\acute{a}x} = \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.9)$$

Donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$ ) y  $T_s$  es su temperatura superficial [K]. La radiación que son capaces de emitir las superficies reales viene minorada por un factor,  $\varepsilon$  (emisividad), tal que  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ :

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.10)$$

La absorptividad,  $\alpha$ , es la fracción de la energía radiante incidente sobre un objeto que es absorbida, siendo el resto reflejada (si la superficie es opaca), de modo que  $0 \leq \alpha \leq 1$ . Por tanto, un cuerpo a una cierta temperatura absorberá energía de su entorno y emitirá al mismo. Si dicho cuerpo está encerrado en una superficie negra (o mucho mayor de temperatura constante), el balance neto vendrá dado por la siguiente expresión:

$$\dot{q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{ext}^4) \quad (2.11)$$

Puesto que la constante de proporcionalidad,  $\sigma$ , presenta un valor muy pequeño, este mecanismo de transferencia de calor solo tiene un peso apreciable a temperaturas elevadas. Dado que en este trabajo, las temperaturas de operación van a estar ligeramente por encima de la ambiente, no se tendrá en cuenta el efecto de la radiación.

## 2.2.- Tipos Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son elementos que permiten la transferencia de energía térmica entre dos sistemas, normalmente corrientes de fluidos, donde uno se enfría (cede calor) y el otro se calienta (absorbe calor). Se encuentran en una gran variedad de aplicaciones: aire acondicionado, producción de energía eléctrica, procesos químicos, etc. A continuación, se procede a realizar una somera clasificación [5] [6]:

Según el contacto entre fluidos, las dos corrientes pueden estar en contacto directo (**intercambiadores de mezcla**) o bien separados por algún cuerpo que haga de frontera (**intercambiadores de contacto indirecto**). Los segundos son más habituales, pues evitan la contaminación de las corrientes, que suelen ser de distinta naturaleza. Además, permiten el uso de presiones diferentes en cada lado. Los intercambiadores de mezcla se emplean en aplicaciones donde ambas limitaciones no resulten un impedimento (ej.: torres de refrigeración, desgasificador de las centrales térmicas - Figura 2.3 *izqda.*). Los intercambiadores de contacto indirecto, a su vez, pueden ser:

- **Alternativos o regenerativos.** La superficie de intercambio (regenerador o matriz) actúa como acumulador de energía y ambos fluidos la recorren de forma alternada. Se emplean, por ejemplo, en los precalentadores aire-humos de una central térmica (Ljungstrom, Rothermule - Figura 2.3 *centro, dcha.*), pues resultan más pequeños y económicos. Además, presentan facilidad para cambiar las partes móviles y tienen menos problemas de corrosión. Por contra, al albergar partes móviles, las averías son más frecuentes y existen fugas (una pequeña fracción de las corrientes se mezcla) [7].

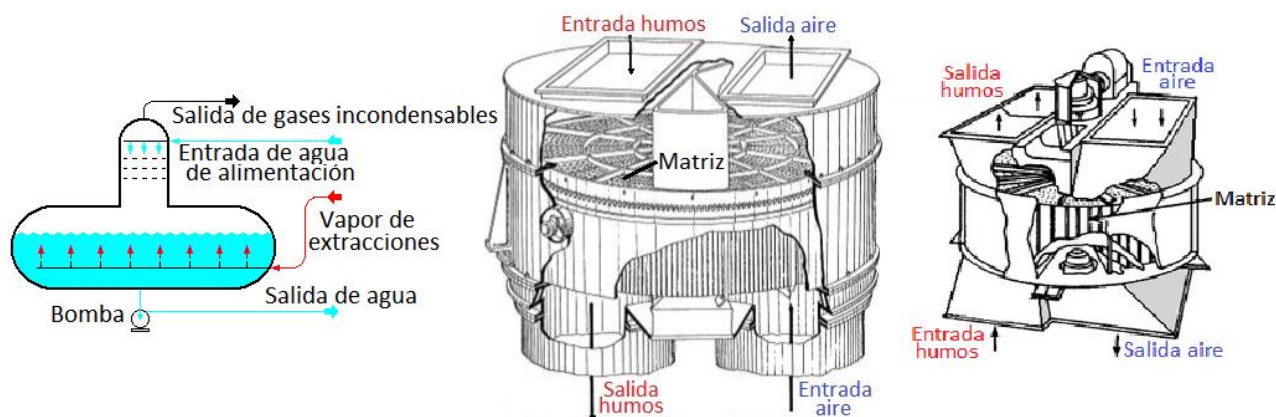


Figura 2.3.- Desgasificador de una central térmica (*izqda.*), precalentador de aire de matriz móvil (tipo Ljungstrom - *centro*) y precalentador de aire de matriz fija (tipo Rothermule - *dcha.*). Imágenes modificadas de [7].

- **Recuperativos o de superficie.** Los dos fluidos recorren espacios diferentes en todo momento, separados por una pared a través de la que se intercambia la energía. En función de la dirección y sentido de ambos flujos, se distinguen las siguientes configuraciones:
  - **Flujo paralelo.** Las dos corrientes siguen la misma dirección pero, en función del sentido, se tiene un flujo equicorriente (mismo sentido) o contracorriente (sentidos opuestos). Los primeros resultan más eficientes que los segundos.

Un ejemplo constructivo muy empleado en la industria son los intercambiadores de tubos y carcasa (Figura 2.4). Constan de una serie de tubos dispuestos en el interior de una carcasa. Unos deflectores guían el flujo exterior a lo largo de la carcasa aumentando su tiempo de residencia. Es habitual que una o ambas corrientes recorran más de una vez la longitud del intercambiador, teniendo así varios pasos (ya sea por tubos o por carcasa).

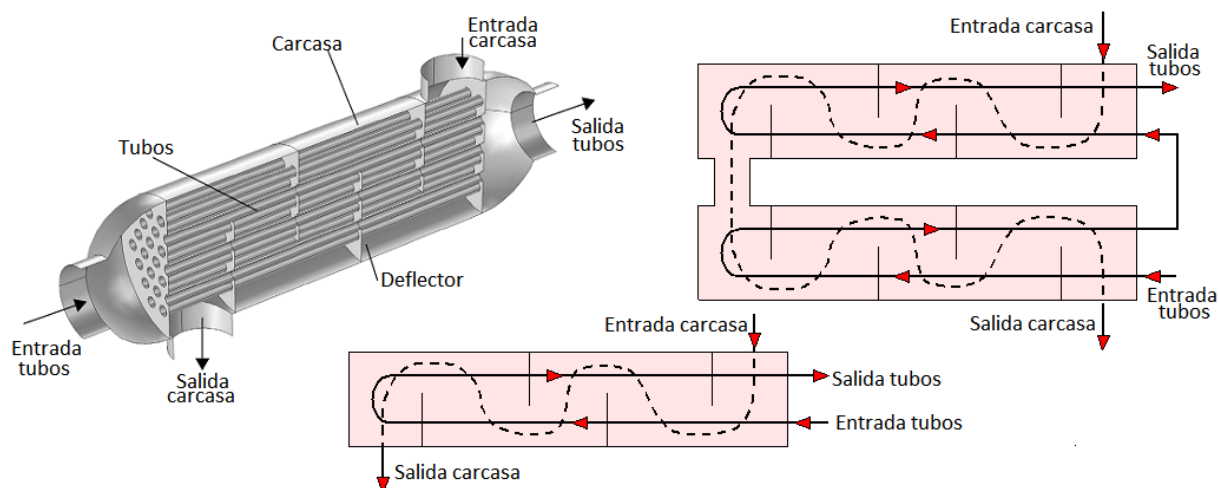


Figura 2.4.- Diferentes configuraciones de intercambiadores de tubos y carcasa: un paso por carcasa y un paso por tubos (*izqda.*), un paso por carcasa y dos pasos por tubos (*centro*) y dos pasos por carcasa y 8 pasos por tubos (*dcha.*) Imágenes modificadas de [6].

Otro tipo de intercambiador es el de placas (Figura 2.5 – *izqda.*), formados por un bastidor y unas placas intercambiadoras. Los fluidos circulan por el espacio formado entre cada dos placas, limitados por juntas estancas. Dichos espacios albergan, de forma alterna, corrientes calientes y frías en contracorriente. Cada placa consta de cuatro agujeros (dos para cada corriente) y presentan una serie de resaltes y depresiones que aumentan la turbulencia del flujo y, con ella, la transmisión de calor. Son muy compactos.

Por último, los intercambiadores espirales (Figura 2.5 - *centro*) constan de unas chapas arrolladas formando canales por donde los dos fluidos circulan en contracorriente.

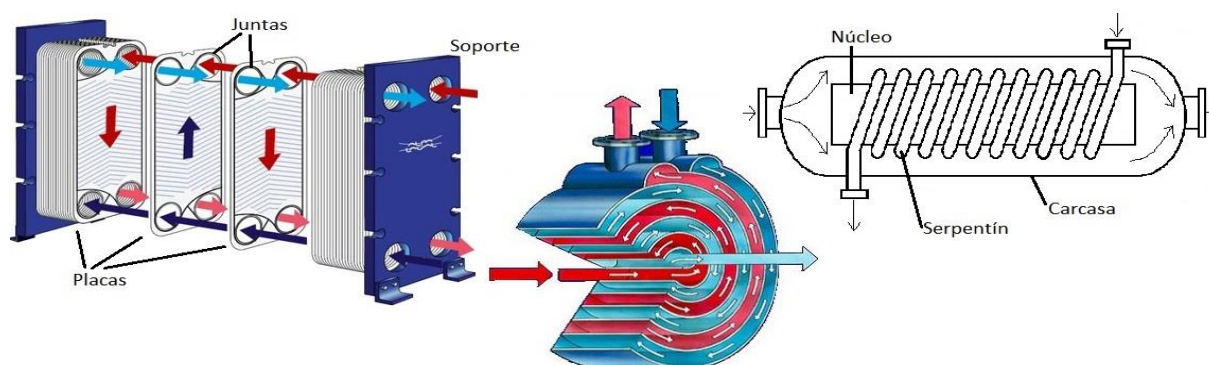


Figura 2.5.- Algunas configuraciones de intercambiadores de calor: de placas (*izqda.*), espiral (*centro*) y helicoidal (*dcha.*). Imágenes modificadas de [9].

- **Flujo cruzado.** En este caso, las direcciones de las corrientes son aproximadamente perpendiculares entre sí. En función de cómo se compartimenten dichas corrientes, se distinguen flujos mezclados y no mezclados (Figura 2.6 – *izqda.*). Se emplean

habitualmente con flujos de gas-líquido (ej: radiador de un automóvil - Figura 2.6 *centro*), con aletas de distintas geometrías, normalmente buscando aumentar la turbulencia en el lado del gas (Figura 2.6 – *dcha.*).

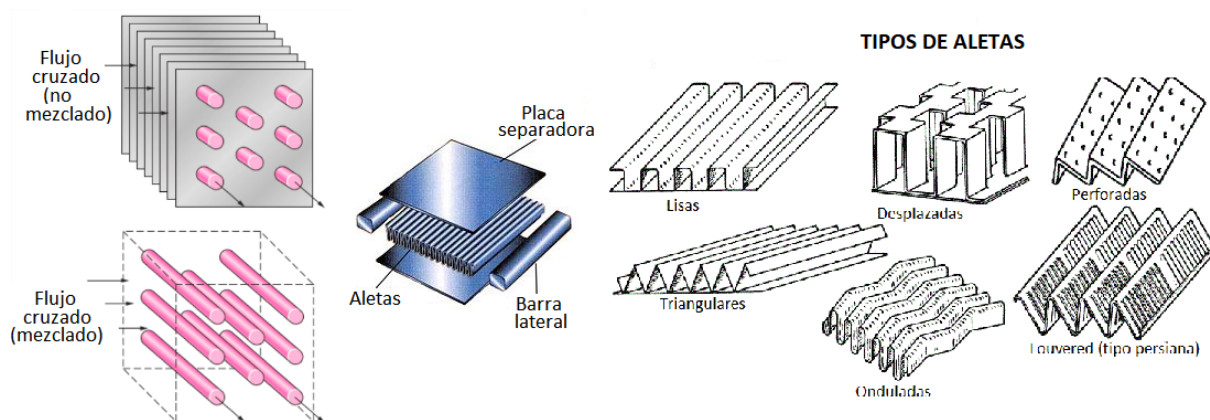


Figura 2.6.- Intercambiadores de flujo cruzado: tipos (*izqda.*), partes (*centro*) y configuraciones de aletas (*dcha.*)  
Imágenes modificadas de [6] y [9].

- **Flujo combinado.** Algunas configuraciones presentan una mezcla de flujo cruzado y flujo paralelo. En los intercambiadores helicoidales (Figura 2.5 – *dcha.*), una corriente circula por el interior de un tubo de forma de serpentin, mientras que el otro flujo lo hace por el exterior, de forma paralela al eje del mismo. Son empleados con frecuencia en procesos con cambio de fase (ej.: destilación de alcohol).

## 2.3.- Métodos de cálculo de intercambiadores

Al analizar el intercambio de calor, resulta adecuado emplear un coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), que tiene en cuenta todos los fenómenos de transferencia (ej: convección del fluido primario, conducción, convección del fluido secundario):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.12)$$

Siendo  $\dot{Q}$  el calor total intercambiado,  $A$  el área de intercambio y  $\Delta T$  el salto de temperaturas (sobre el que se hablará más adelante). Con el fin de estimar coeficiente  $U$ , existen distintos métodos de análisis, cuyo atractivo depende de los datos de entrada de que se disponga.

### 2.3.1.- Método de la diferencia logarítmica media de temperaturas (LMTD)

Este procedimiento de cálculo supone conocidas la potencia térmica a intercambiar, la naturaleza de los fluidos y las temperaturas de entrada y de salida de ambas corrientes con el fin de obtener la geometría del intercambiador. También se podría emplear sobre un intercambiador ya construido para analizar su comportamiento ante variaciones en las condiciones de operación, si bien no es la aplicación principal. A continuación, se explica la base teórica de dicho método

[8] [9], aplicándolo directamente al caso de estudio (corriente caliente de refrigerante cede calor al aire):

Aplicando el Primer Principio de la Termodinámica en sistemas cerrados, todo el calor pasa de un fluido al otro:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} \cdot c_{p\,ref} \cdot (T_{ent\,ref} - T_{sal\,ref}) = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p\,aire} \cdot (T_{sal\,aire} - T_{ent\,aire}) \quad (2.13)$$

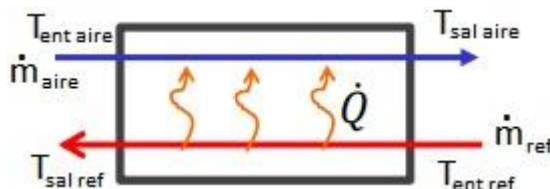


Figura 2.7.- Esquema del intercambio de calor entre refrigerante y aire. Imagen modificada de [12].

Por otro lado, se tiene la ecuación (2.13), donde  $\Delta T$  se extrae de la diferencia logarítmica media de temperaturas (LMTD), tanto para flujo contracorriente (contraflujo) como para flujo equicorriente (flujo directo):

$$\Delta T = LMTD = \frac{\Delta T_{mayor} - \Delta T_{menor}}{\ln \frac{\Delta T_{mayor}}{\Delta T_{menor}}} \quad (2.14)$$

Siendo:

$$\begin{cases} \Delta T_{mayor} = \text{máx}\{\Delta T_1; \Delta T_2\} \\ \Delta T_{menor} = \text{mín}\{\Delta T_1; \Delta T_2\} \end{cases} \quad (2.15)$$

Donde  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  se toman de la Figura 2.8, dependiendo de la configuración elegida. Para otras disposiciones (flujo entrelazado en serie y en paralelo, flujo cruzado...) se emplea el salto de temperaturas para contraflujo ( $\Delta T_{cf}$ ) minorado por un factor corrector extraído de unas gráficas (se verá detalladamente más adelante):

$$\Delta T = \Psi_r \cdot \Delta T_{cf} \quad (2.16)$$

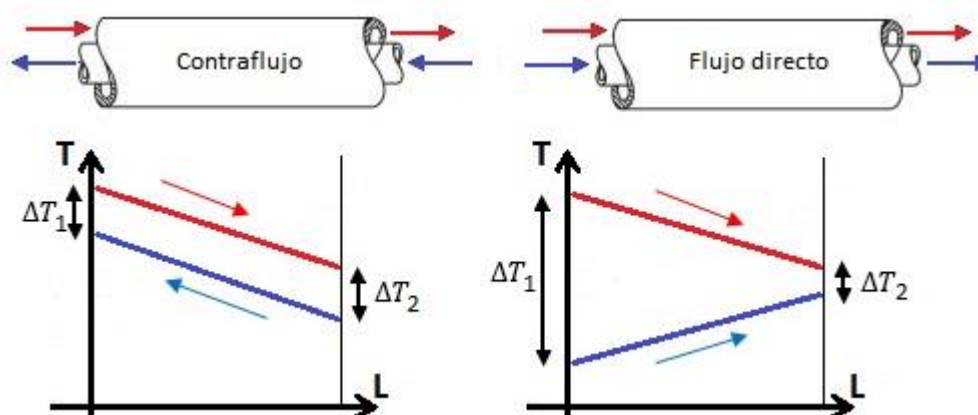


Figura 2.8.- Evolución de las temperaturas de cada corriente para las disposiciones en contraflujo (contracorriente) y para flujo directo (equicorriente).





El producto del coeficiente global de transferencia por el área ( $U \cdot A$ ) indica la facilidad de intercambio de calor para un salto de temperaturas dado. El inverso de dicho producto puede ser asimilado a una resistencia térmica ( $R_{tot}$ ) que se opone al paso del flujo calorífico, quedando la ecuación (2.12) de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{tot}} \quad (2.17)$$

En el intercambiador a diseñar,  $R_{tot}$  se compondrá, a priori, de tres términos: una resistencia interior de convección ( $R_{conv\ int}$ ), una impuesta por la pared que separa ambas corrientes ( $R_{pared}$ ) y otra exterior ( $R_{conv\ ext}$ ) (Figura 2.9 – *izqda.*). Como ya se ha visto en la Tabla 2.2, el coeficiente de convección es mucho menor en gases que en líquidos por lo que, a fin de aumentar el término  $U \cdot A$ , puede interesar emplear aletas, que contribuyen a incrementar el área de intercambio de calor. En dicho caso, la resistencia térmica exterior se compondría de dos resistencias en paralelo: una para la zona sin aletear ( $R_{conv\ ext\ no\ ale}$ ) y otra para la zona aleteada ( $R_{ale}$ ) (Figura 2.9 – *dcha.*).

$$R_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{R_{conv\ ext\ (no\ ale)}} + \frac{1}{R_{ale}}} \quad (2.18)$$

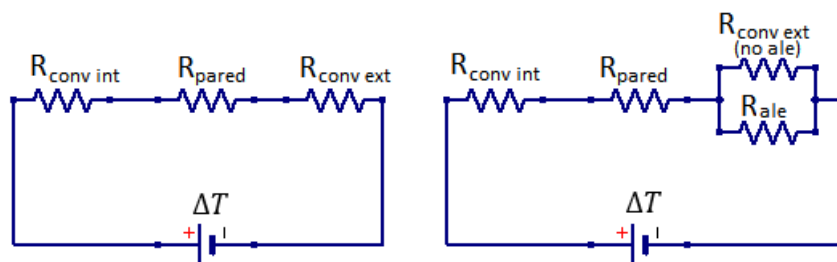


Figura 2.9.- Analogía de circuitos eléctricos: sin aletas (*izqda.*) y con aletas (*dhca.*).

El término de las aletas tiene en cuenta tanto la conducción a través de las mismas como la convección al aire. El cálculo de cada una de las resistencias se verá detalladamente más adelante. Además de las resistencias anteriores, convendría considerar el ensuciamiento (*fouling*) de las superficies por medio de una resistencia interior ( $R_f\ int$ ) y otra exterior ( $R_f\ ext$ ), como se verá más adelante.

### 2.3.2.- Método efectividad-NTU

Este procedimiento, aunque es equivalente al anterior, está especialmente indicado en los casos en los que se dispone de un intercambiador ya construido y donde los caudales y temperaturas de entrada son conocidos, pero se pretende averiguar las temperaturas de salida de cada corriente, así como la potencia calorífica intercambiada. A continuación, se explica la base teórica del método [5] [10]. Se parte de la expresión (2.12) reordenada:

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T} = U \cdot A \quad (2.19)$$



Por otro lado, se calculan las capacidades caloríficas de ambas corrientes (potencia térmica por grado de elevación de temperatura):

$$\begin{cases} \frac{\dot{Q}}{T_{ent\ ref} - T_{sal\ ref}} = \dot{m}_{ref} \cdot c_{p\ ref} \\ \frac{\dot{Q}}{T_{sal\ aire} - T_{ent\ aire}} = \dot{m}_{aire} \cdot c_{p\ aire} \end{cases} \quad (2.20)$$

Se empleará el Número de Unidades de Transmisión (NTU), de carácter adimensional:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\min\{\dot{m}_{ref} \cdot c_{p\ ref}; \dot{m}_{aire} \cdot c_{p\ aire}\}} \equiv \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}} \quad (2.21)$$

Se definen también un coeficiente de capacidad ( $C_R$ ) y una efectividad ( $\varepsilon$ ):

$$C_R = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{menor}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{mayor}} = \frac{\min\{\Delta T_{ref}; \Delta T_{aire}\}}{\max\{\Delta T_{ref}; \Delta T_{aire}\}} \equiv \frac{\Delta T_{menor}}{\Delta T_{mayor}} \quad (2.22)$$

$$\varepsilon = \frac{\frac{\dot{Q}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}}{T_{ref\ ent} - T_{aire\ ent}} = \frac{\Delta T_{mayor}}{\Delta T_{m\acute{a}x\ posible}} \quad (2.23)$$

El coeficiente de capacidad representa la relación entre el menor y el mayor salto de temperaturas de las corrientes ( $\Delta T_{menor}$  y  $\Delta T_{mayor}$  respectivamente), mientras que la efectividad relaciona el mayor salto entre el máximo posible (diferencia de temperaturas de entrada).

Para cada geometría de intercambiador, existe una relación matemática  $\varepsilon = f(C_R, NTU)$ , muchas veces representadas en gráficas. Algunas se muestran en la Figura 2.10:

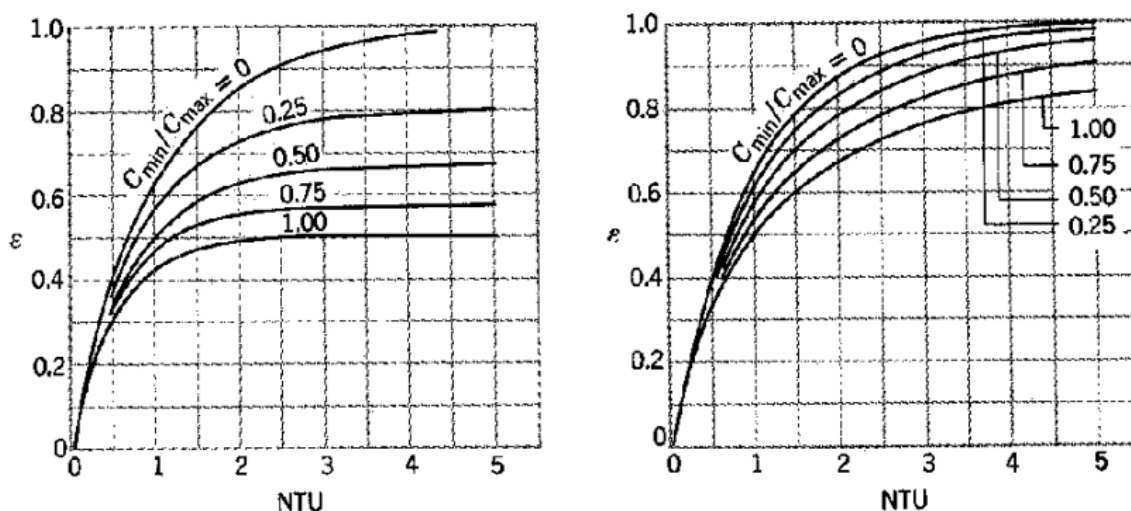


Figura 2.10.- Gráficas para el cálculo de la efectividad  $\varepsilon$  en función de  $C_R$ ,  $NTU$  para flujo equicorriente (izqda.) y contracorriente (dcha.).



Una vez extraída la efectividad  $\varepsilon$  de las gráficas, se despeja  $\Delta T_{mayor}$  usando la ecuación (2.23), que corresponderá al fluido con  $(\dot{m} \cdot c_p)_{menor}$ . Multiplicando el salto térmico por la capacidad calorífica, se obtiene el calor intercambiado y, a partir de éste, el salto térmico que experimenta la otra corriente.



## 3.- MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES

### 3.1.- Motivación del proyecto

Hasta el momento presente, los ventiladores de Zitrón son accionados por motores eléctricos de inducción refrigerados por aire. La carcasa de dichos motores cuenta con una serie de aletas longitudinales (alineadas con el eje del motor) en la superficie de revolución y otras en las dos bases.

Muchos de los ventiladores son empleados en minas y en túneles de carretera y metro, donde deben ser capaces de funcionar aún en condiciones extremas. En caso de incendio deberán impulsar el humo al exterior soportando unas temperaturas muy elevadas durante, por lo menos, un determinado intervalo de tiempo estipulado en una norma, antes de que se deterioren por culpa de la temperatura. La norma de aplicación es la UNE-EN 12101-3 (Sistemas de control de humo y calor – Parte 3: Especificación para aireadores mecánicos de control de humo y calor (ventiladores)) [11]. En el anexo C, caracteriza los ensayos que deben pasar los ventiladores para conseguir determinadas certificaciones, siendo una de las más comunes la de 400°C/2h (el equipo soporta una temperatura de 400°C durante 2 horas). En la Tabla 3.1, extraída de la norma, se presentan otros posibles ensayos.

Dispositivos de extracción accionados mecánicamente para aireadores (ventiladores) de control de humo y calor		
Clasificación		
Clase	Temperatura (°C)	Tiempo (min)
F <sub>200</sub>	200	120
F <sub>300</sub>	300	60
F <sub>400</sub>	400	120
F <sub>400</sub>	400	90
F <sub>600</sub>	600	60
F <sub>842</sub>	–	30

Tabla 3.1.- Tipos de ensayos de ventiladores a alta temperatura [11]. La clase F<sub>842</sub> sigue una curva de tiempo/temperatura.

El elemento más vulnerable es el motor pues, ante temperaturas elevadas, los devanados internos se sobrecalientan y el aislante de los conductores se deteriora, desembocando en un cortocircuito y la inutilización del motor. El problema se acentúa porque, en funcionamiento normal, estos devanados ya soportan el calor originado por las pérdidas en el cobre (efecto Joule) y en el entrehierro (histéresis magnética).

Actualmente, esta certificación se consigue montando motores específicos para altas temperaturas. Se requieren materiales de elevada resistencia térmica y todo ello redundará en un coste mayor de los motores. Además, los fabricantes de estos motores solo garantizan su



resistencia a las altas temperaturas durante un periodo máximo de 10 años. Pasado ese tiempo, se debe retirar el motor y sustituirlo por uno nuevo, lo que acarrea el problema añadido del mantenimiento (en ventiladores para túneles de carretera se debe cortar al tráfico uno de los carriles durante la operación).

Se pretende emplear un motor “convencional” (de temperatura ambiente) aislado del exterior. El aislamiento protegería al motor en caso de incendio, permitiendo su funcionamiento durante el tiempo necesario para pasar los ensayos. Sin embargo, esta idea presenta un problema: ya no se puede usar refrigeración con aire sobre las aletas del motor. Por lo tanto, se propone utilizar un motor refrigerado por agua. El agua entraría al motor por un conducto en su carcasa a una determinada temperatura, absorbería el calor cedido por el motor y saldría a una temperatura superior por otro conducto. Desde Zitrón se desea que el circuito de agua sea cerrado para no depender de la disponibilidad del cliente para proporcionar una red de agua. Por tanto, el circuito se cerraría a través de un intercambiador de calor que disipe el calor del agua al ambiente.

## 3.2.- Antecedentes

Antes de comenzar el presente anteproyecto, en Zitrón ya se había estado trabajando en la refrigeración líquida de ventiladores. Se han realizado pruebas sobre un motor de Leroy Somer convencional de 30 kW en un banco de ensayos. Se midieron diferentes parámetros eléctricos, a partir de los que se calculó el rendimiento del motor: tensión y corriente de alimentación, factor de potencia, velocidad de giro y par. Con ellos se obtuvo la potencia demandada de la red y la entregada por el motor en el eje, necesarias para determinar el rendimiento. La potencia restante (pérdidas) se disipa en forma de calor.

Se midió la temperatura ambiente y, con sondas Pt-100 dispuestas en los bobinados y en el estátor, se monitorizó el nivel térmico alcanzado por el motor, deteniendo los ensayos al detectar un sobrecalentamiento. El salto de temperatura del punto medido más caliente con respecto al ambiente entre las pérdidas determina el grado de calentamiento (en °C/kW).

- Ensayo 1. Motor estándar con **carcasa sin ventilación**. Refrigeración mediante convección natural sobre las superficies adicionales de la carcasa. La refrigeración resultó claramente insuficiente y se tuvo que detener el ensayo para evitar dañar el motor o las sondas de temperatura. No se detectaron problemas mecánicos.
- Ensayo 2. **Motor abierto** y sujeción con angulares soldados al estátor. Refrigeración mediante convección natural sin superficies adicionales. La refrigeración resultó claramente insuficiente y se tuvo que detener el ensayo para evitar dañar el motor o las sondas de temperatura. No se detectaron problemas mecánicos.

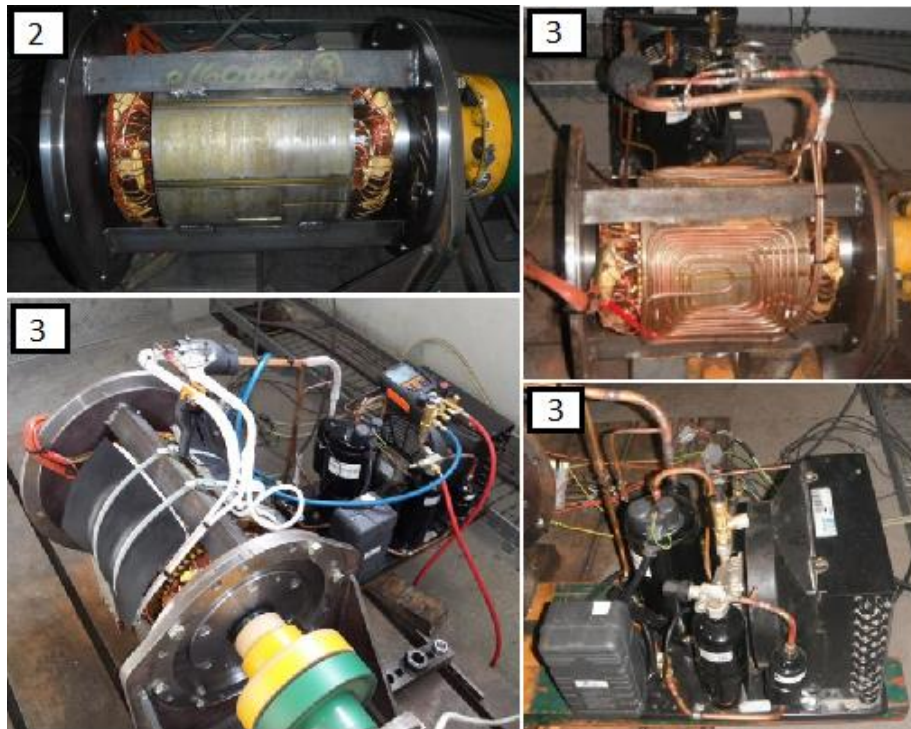


Figura 3.1.- Fotografías de los ensayos realizados (el número en la esquina superior izqda. de cada imagen indica el ensayo). En sentido horario desde la esquina superior izda.: motor sin carcasa, arrollamientos con tubos del sistema de refrigeración de Nutecold, sistema de compresión mecánica de vapor y montaje completo con la espuma aislante. Imágenes cedidas por Zittrón.

- Ensayo 3. Motor refrigerado por un sistema de compresión mecánica de vapor con arrollamiento de tubos sobre el estátor (de la empresa **Nutecold**). Se empleó **espuma aislante** para recubrir el motor e impedir la entrada de calor procedente del ambiente al arrollamiento de tubos. El contacto entre tubos y estátor no fue perfecto y la refrigeración resultó insuficiente. Resultó necesario detener el ensayo para evitar dañar el motor o las sondas de temperatura. No se detectaron problemas mecánicos, pero sí la formación de escarcha alrededor de los tubos (el refrigerante en su interior alcanza los  $-33^{\circ}\text{C}$ ). Durante el tiempo en el que el sistema de refrigeración permaneció apagado, el problema del calentamiento se agudizó por la espuma.
- Ensayo 4. Motor refrigerado por **Nutecold** (mismo sistema) con arrollamiento de tubos sobre el estátor en el interior de una **carcasa mecanizada**. Se consiguió una refrigeración mayor pero aún ligeramente insuficiente y se tuvo que detener el ensayo para no dañar el motor o las sondas. No se detectaron problemas mecánicos.

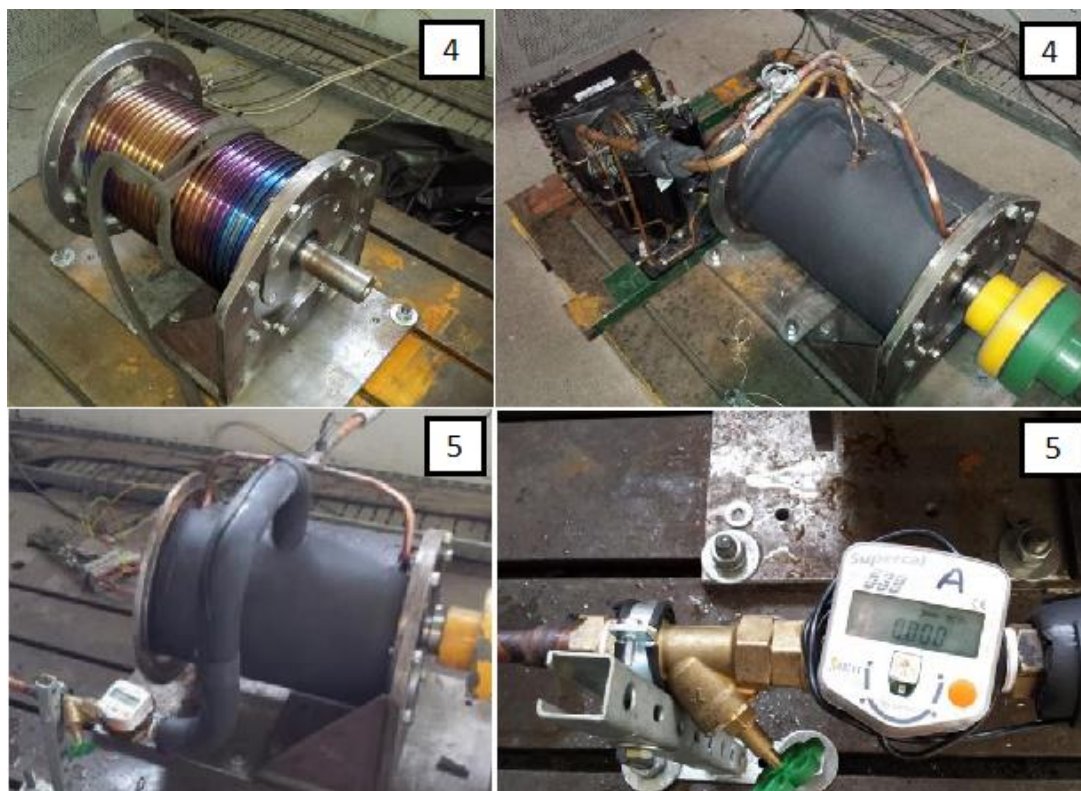


Figura 3.2.- Fotografías de los ensayos realizados (el número en la esquina superior dcha. de cada imagen indica el ensayo). En sentido horario desde la esquina superior izda.: carcasa mecanizada, sistema de Nutecold sobre la carcasa mecanizada, control de caudal por válvula y caudalímetro, motor encapsulado con refrigeración por agua. Imágenes cedidas por Zittrón.

- **Ensayo 5. Motor encapsulado refrigerado por agua.** Se midió el caudal de agua, así como las temperaturas de entrada y de salida al motor, de forma que se pudo hallar el calor absorbido por el agua, disipándose el resto de las pérdidas del motor al ambiente. Se consiguió una buena refrigeración, parecida a la que se tiene con una carcasa estándar aleteada y refrigeración por aire. Se observó que aumentar el caudal de agua por encima de 5 l/s no disminuía significativamente la temperatura del bobinado. Se encontró un problema mecánico: la soldadura por puntos que unía la carcasa del motor y las bridas era débil y no soportó el peso y las vibraciones.

En la Tabla 3.2, se comparan los resultados obtenidos a potencia reducida (22 kW), en la que sí fue posible alcanzar el régimen estacionario sin producirse un sobrecalentamiento.

Ensayo	$\Delta T (T_{m\acute{a}x} - T_{amb})$	Grado de calentamiento
1 - Carcasa sin ventilación	109°C	41,9°C/kW
2 - Motor abierto	116°C	43,2°C/kW
3 - Nutecold (espuma aislante)	82°C	30,8°C/kW
4 - Nutecold (motor encapsulado)	65,3°C	24,8°C/kW
5 - Agua (motor encapsulado)	63,6°C	22,1°C/kW

Tabla 3.2.- Resultados de los ensayos de refrigeración de un motor Leroy de 30 kW.

### 3.3.- Idea de partida

Desde la dirección de Zitrón se propone un esbozo del intercambiador a desarrollar (Figura 3.3). Se emplearía una o varias directrices huecas por cuyo interior circularía agua (u otro líquido refrigerante), dirigida mediante una serie de deflectores. Por el exterior, el aire pasando a gran velocidad alrededor de la directriz debería ser capaz de absorber la cantidad de calor requerida. En caso de ser necesario, se podrían añadir aletas longitudinales.

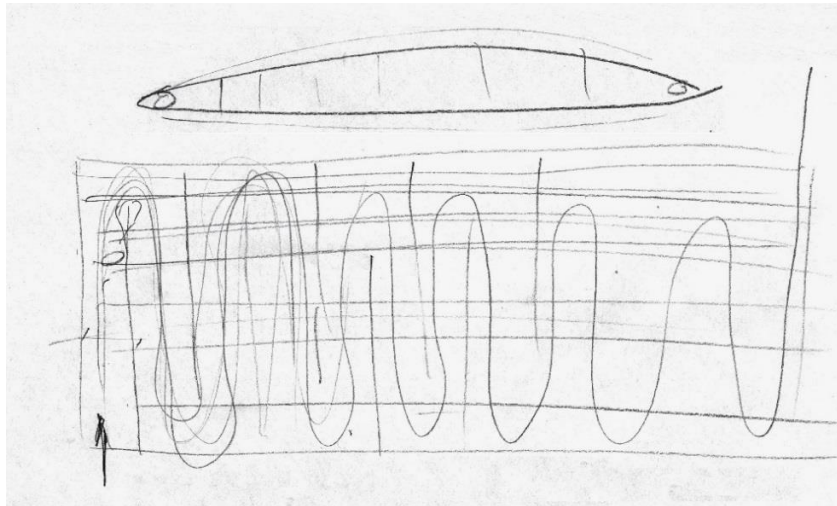


Figura 3.3.- Esbozo del intercambiador, donde se muestra una directriz en planta (*arriba*) y alzado (*abajo*).

Ante el riesgo de pérdidas unas pérdidas de carga excesivas en el circuito de refrigerante por culpa del gran número de codos, se propone que los conductos internos sean longitudinales en lugar transversales al flujo de aire.



## 4.- METODOLOGÍA

### 4.1.- Aspectos de estudio

#### 4.1.1.- Ventilador

Desde Zittrón se decide que el ventilador sobre el que irá montado el intercambiador será el siguiente (denominado según el código interno):

$$ZVR\ 1 - 20 - 160/6, 400\ V$$

- Las letras *ZV* (Zittrón Ventilador) son comunes a todos los ventiladores fabricados en la empresa.
- La letra *R* significa que el ventilador será reversible (podrá impulsar el aire en ambos sentidos).
- El número 1 indica que es de una etapa (un rodete en lugar de dos).
- El número 20 hace referencia al diámetro de envolvente (en decímetros). Por tanto, el ventilador tendrá 2 m de diámetro. El diámetro del núcleo aerodinámico será de 1,12 m.
- El número 160 representa la potencia (en kW).
- El número 6 indica el número de polos que, a su vez, fija la velocidad de giro para una determinada frecuencia de red. En Europa, donde la frecuencia es de 50 Hz, el ventilador girará a:

$$n_{giro} = \frac{3000}{n_{pares\ de\ polos}} = \frac{3000}{3} = 1000\ rpm \quad (4.1)$$

- Por último, el motor estará alimentado a 400 V.

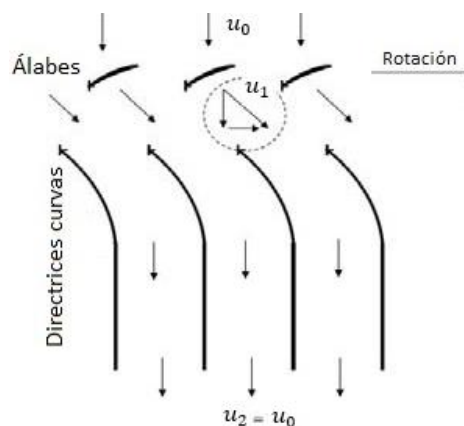


Figura 4.1.- Directrices curvas usadas en ventiladores unidireccionales. Imagen modificada de [12].

Puesto que se trata de un motor reversible, en la parte trasera del ventilador se montará una cazoleta, que consiste en una pieza aerodinámica que dirija el flujo alrededor del núcleo o cubo del ventilador. Otra consecuencia será la forma de las directrices. En ventiladores unidireccionales, las directrices son curvas para reconducir de forma óptima el flujo de aire,

consiguiendo que la componente circunferencial de la velocidad a la salida de las mismas sea nula (Figura 4.1). Esto maximiza el rendimiento aerodinámico. En cambio, si la corriente de aire tiene sentido contrario (ventilador reversible), estas directrices curvas impondrían unas pérdidas excesivas. La solución en este caso consiste en emplear directrices simétricas, que no alcanzan los rendimientos aerodinámicos de las curvas, pero trabajan razonablemente bien en ambos sentidos. Zitrón fabrica directrices simétricas de dos tipos (Figura 4.2):

- Directrices planas (soportes). Cumplen la función de soportar el núcleo que contiene al motor, pero reconducen mal el flujo de aire e imponen pérdidas relativamente altas por desprendimiento. Se emplean en ventiladores donde el coste es un factor fundamental, en detrimento del rendimiento aerodinámico.
- Directrices elípticas. Se construyen a partir de dos chapas cuyos extremos se sueldan a dos redondos. Se ha determinado que la geometría más favorable sigue unas determinadas dimensiones (consultar plano de la pág. 138, en los anexos). Resultan algo más caras que las anteriores, pero mejoran el rendimiento del ventilador.

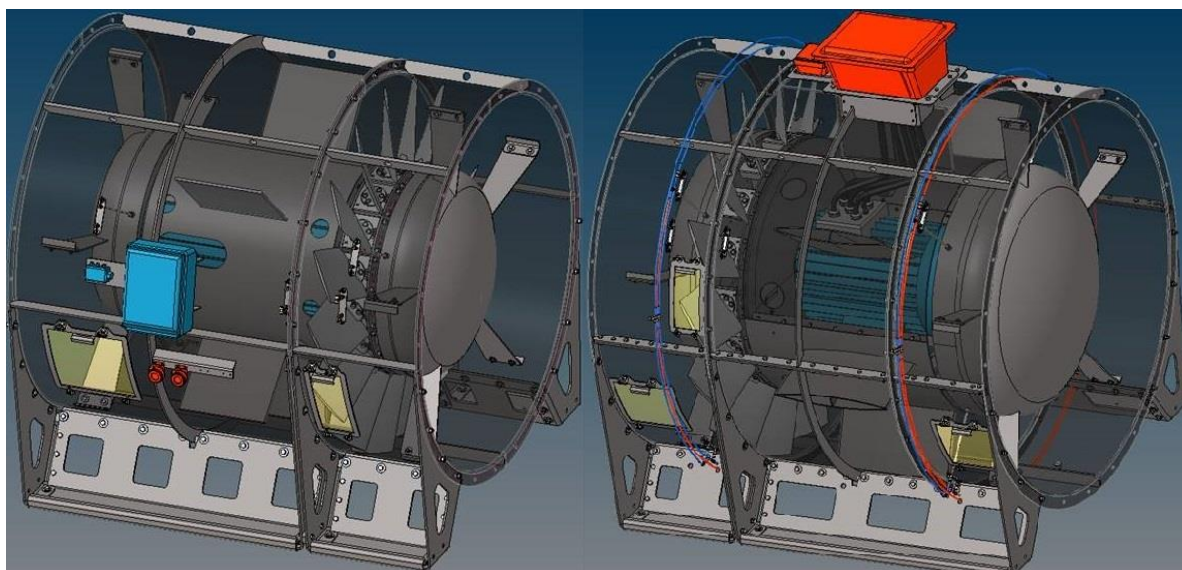


Figura 4.2.- Ventiladores montando directrices planas (*izqda.*) y directrices elípticas (*dcha.*). Imagen de Zitrón.

Los ventiladores como el elegido para este proyecto suelen montar 5 ó 7 directrices (número primo para disminuir la influencia de los armónicos). El caudal nominal a trasegar será de unos  $90 \text{ m}^3/\text{s}$  con un salto de presión algo superior a los  $1000 \text{ Pa}$ .

## 4.1.2.- Motor

Se barajan dos fabricantes para la compra de un motor refrigerado por agua de las características requeridas. Ambas son empresas con las que Zitrón trabaja habitualmente: WEG y Leroy Somer. Por motivos económicos y de experiencia con dicha tecnología, se decide elegir al segundo fabricante. Dentro del catálogo ofrecido por Leroy Somer [13] de motores trifásicos de inducción y refrigeración líquida, se ha elegido la referencia:

*6P LC315LB 170KW B5 400VD 50HZ IP55 ICW7 IFT/IE3*



En la Tabla 4.1, se desglosa el significado de cada concepto:

6P	• Número de polos: 6 <i>polos</i> → 1000 rpm según (4.1)
LC	• Nombre de la seire
315	• Tamaño de carcasa
LB	• Tipo de carcasa
170 kW	• Potencia entregada
B5	• Posición y tipo de montaje: Horizontal, amarre con brida
400V	• Tensión de alimentación
50HZ	• Frecuencia de alimentación
IP55	• Protección frente al polvo y agua proyectada
ICW7	• Intercambiador integrado (7). Fluido: agua (W)
IFT	• Tipo de plataforma
IE3	• Clase de eficiencia ( <i>premium</i> )

Tabla 4.1.- Explicación de la referencia del motor elegido.

El motor se pide con amarre de brida en lugar de patas para que pueda entrar en el núcleo aerodinámico y sea más fácil de recubrir con un aislante. Por motivos de espacio, se solicita sin caja de bornas. El aislamiento será de clase H, por lo que se permite una temperatura máxima en los devanados de 140°C cuando el ambiente está a 40°C.

En la Tabla 4.2 [13], se muestran las características eléctricas para el tipo de motor seleccionado. Estará alimentado a 400 V, lo que arroja un rendimiento mínimo de un 95,6%. En consecuencia, el calor a disipar será:

$$\dot{Q}_{disipar} = 170 \text{ kW} \cdot (1 - 0,956) = 7,5 \text{ kW} \quad (4.2)$$

Este valor se redondeará a 8kW en los cálculos posteriores.

#### 6-POLES

Type	Rated power	380 V/50 Hz				415 V/50 Hz			
		Rated speed	Rated current	Efficiency	Power factor	Rated speed	Rated current	Efficiency	Power factor
		$N_n$ rpm	$I_n$ A	$\eta$ 4/4	$\cos \varphi$ 4/4	$N_n$ rpm	$I_n$ A	$\eta$ 4/4	$\cos \varphi$ 4/4
LC 315 LB	170	985	319	95,4	0,85	988	296	95,8	0,83

Tabla 4.2.- Características eléctricas del motor seleccionado [13].



En cuanto a los requerimientos de refrigeración, el fabricante especifica un caudal mínimo de 30 l/min, con el que el salto máximo de temperaturas entre entrada y salida sería de 5°C. Proporciona también unos rangos típicos recomendables de ciertas propiedades del agua de refrigeración para evitar la formación de depósitos, corrosión y proliferación de materia orgánica:

- Acidez: pH entre 7,5 y 8,5.
- Carbonato cálcico ( $CaCO_3$ ): entre 100 y 400 mg/l.
- Ión cloro ( $Cl^-$ ): < 200 mg/l.
- Conductividad: entre 1000 y 1500  $\mu S/cm$ .

En caso de operar el motor a una temperatura ambiente inferior a 5°C, Leroy indica la necesidad de emplear un anticongelante a base de glicol. Si se desea aprovechar por completo el intervalo de temperaturas de trabajo de sus motores (-16 a 40°C), la proporción deberá ser: 60% agua - 40% anticongelante.

Otro parámetro fundamental es la máxima temperatura admisible del agua en la entrada del motor. Tras consultarlo con Leroy, se nos informa que dicha temperatura es de 36°C. Sin embargo, es posible mayores niveles térmicos si se limita la potencia del motor, disminuyendo ésta un 4% por cada 5°C de exceso. En ningún caso la temperatura debe alcanzar los 55°C.

El motor estará alimentado por medio de un variador de frecuencia que, a priori, se pretende que vaya integrado, junto con el motor, dentro del ventilador (en el interior del núcleo aerodinámico). Este variador presentaría unas pérdidas máximas de 4 kW, pero no se abordará su refrigeración en el presente proyecto.

El motor contará con dos ejes: el delantero para accionar el rodete y otro trasero al que se acoplará una bomba para trasegar el refrigerante. En Zitron ya se han hecho pruebas con una bomba del fabricante Rover Pompe (Figura 4.3). Estas bombas están diseñadas para potencias pequeñas y tienen un rendimiento bajo. Se empleará un valor de  $\eta_{bomba} = 70\%$ .



Figura 4.3.- Bomba para acoplar al eje trasero del motor [17].

Finalmente, por motivos económicos, la dirección no autorizó la adquisición del motor, que, por lo tanto, se debería fabricar adaptando uno convencional. En cualquier caso, como aproximación se emplearán los datos de este motor para los cálculos del intercambiador.



### 4.1.3.- Condiciones de funcionamiento

En este apartado se explica la casuística considerada en el cálculo del intercambiador:

#### 4.1.3.1.- Condiciones internas

- Como ya se ha comentado, el número de directrices podrá ser, a priori, 5 ó 7. Se valorará el uso de directrices planas y elípticas, tanto desnudas como aleteadas. Dichas directrices se podrán conectar en serie o en paralelo.
- Se analizarán diferentes geometrías (longitudes, espesores, etc.) y diferentes materiales constructivos.
- Se considerarán distintos fluidos refrigerantes y caudales.
- Al tratarse de un ventilador reversible, la corriente de aire puede tener 2 sentidos. En un sentido, que se considerará *saliente* (directrices → rodete), el flujo circulará totalmente axial, alineado con la directriz. En el sentido contrario (rodete → directrices) la corriente llegará torsionada con un determinado ángulo  $\gamma$ . Mediante simulaciones de ventiladores similares, se ha estimado un  $\gamma \approx 31,5^\circ$ . El sentido del aire tendrá una profunda importancia en la refrigeración del motor y en las pérdidas aerodinámicas. Se tendrán en cuenta siempre las condiciones más desfavorables que, dependiendo del fenómeno considerado, corresponderá con un sentido u otro.

#### 4.1.3.2.- Condiciones externas

- La temperatura ambiente (temperatura del foco frío) juega, lógicamente, un factor fundamental en la refrigeración. Desde Zitón se establece una temperatura máxima de 30°C. No se fija una temperatura mínima, pero se sabe que los fabricantes de motores convencionales garantizan su funcionamiento a temperaturas de hasta -20°C, por lo que se toma este punto como objetivo. Dicho criterio influye decisivamente en el fluido que se puede emplear, pues a esas temperaturas algunas sustancias refrigerantes se encuentran en estado sólido (ej.: agua pura) o bien su viscosidad es tan elevada que las pérdidas por bombeo resultan inadmisibles (ej.: algunos aceites).
- La altitud podrá variar, lo que influye en la densidad del aire. Este efecto tiene consecuencias sobre la transmisión de calor y sobre las pérdidas aerodinámicas. Solo se analizará en el primer caso, considerando el nivel del mar en el segundo (condición más desfavorable).

## 4.2.- Modelo en Matlab

### 4.2.1.- Estructura del programa

A continuación, se comentará a grandes rasgos el funcionamiento del código desarrollado en Matlab. Dicho código se puede consultar en el anexo 11.9.- (pág. 152). En apartados posteriores se profundizará en cada una de las partes que lo componen.

Se ha elaborado un programa principal (*prog\_principal*) que, a su vez, llama a una serie de funciones encargadas de algunos cálculos específicos, enumeradas en la Tabla 4.3:



Función	Objetivo
$f_{Darcy}$	Cálculo del factor de fricción.
$ffouling$	Asignación de resistencia de ensuciamiento en función del fluido considerado.
$fh_{ale}$	Asignación de los coeficientes de convección en la base y en la aleta ( $h_{base}, h_{ale}$ ) en función de parámetros geométricos ( $L, gap, a$ ).
$fr_{ale}$	Cálculo de $R_{ext}$ para directrices con aletas.
$fh_{no\_ale}$	Cálculo de $h_{base}$ ( $\equiv h_{ext}$ para directrices rectas sin aletas).
$fh_{int}$	Cálculo del coeficiente de convección interior ( $h_{int}$ ).
$fperd_{int}$	Cálculo de las pérdidas hidráulicas ( $\Delta P$ ).
$fprops$	Cálculo de las propiedades termodinámicas de los diferentes fluidos en función de la temperatura.
$frho_{aire}$	Cálculo de la densidad del aire en función de la temperatura y de la altitud sobre el nivel del mar.

Tabla 4.3.- Objetivo de cada función empleada en el código de Matlab.

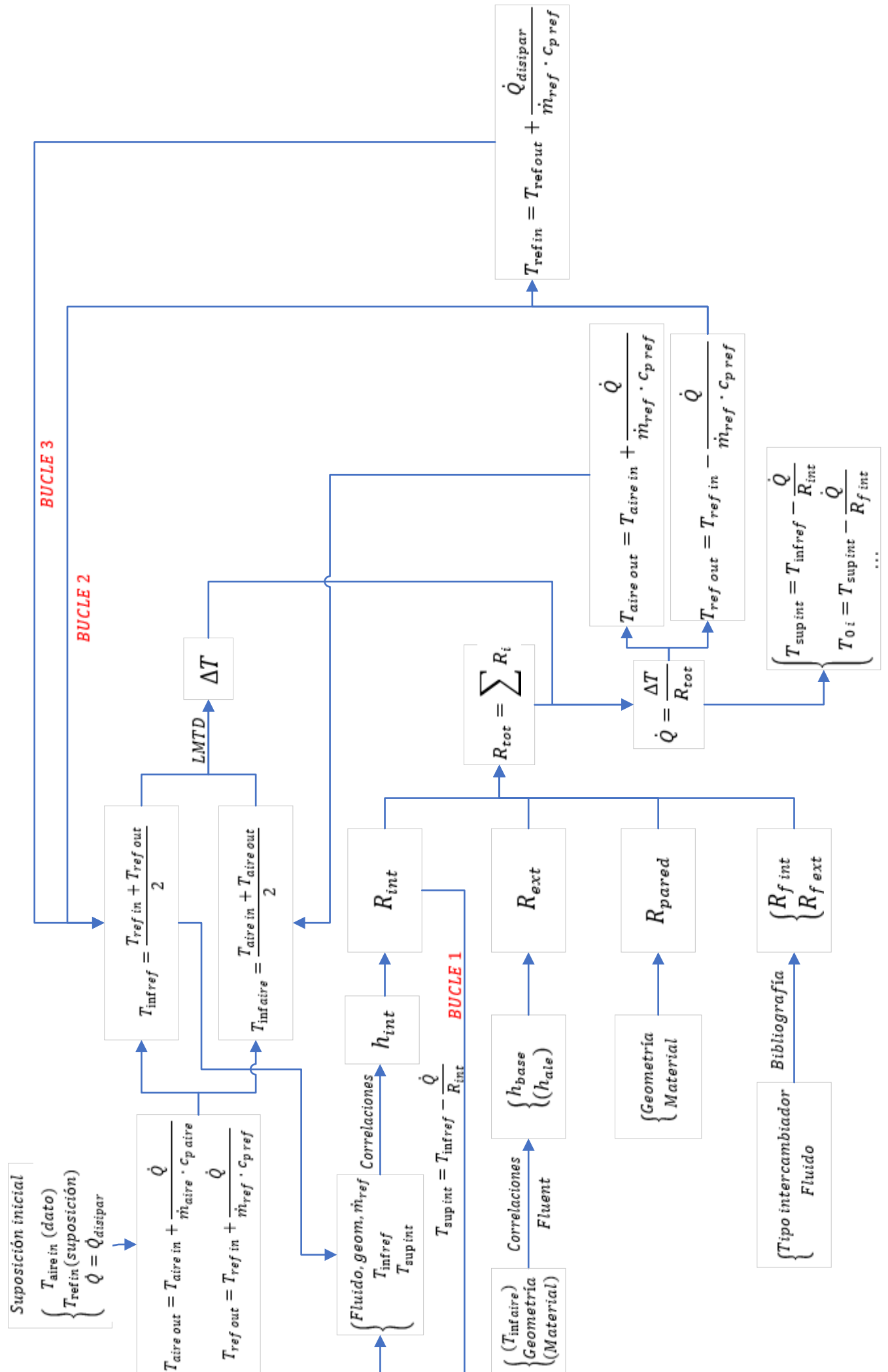
El programa principal comienza con la introducción unos datos de entrada:

- Potencia térmica del motor a disipar ( $\dot{Q}_{disipar}$ ).
- Temperatura ambiente ( $T_{aire\ in}$ ) y altitud ( $h$ ).
- Fluido refrigerante.
- Caudales de aire y de refrigerante ( $\dot{V}_{aire}, \dot{m}_{ref}$ ).
- Disposición (serie/paralelo, número de directrices).
- Geometría (longitudes, espesores, rugosidad, uso de aletas, tipo de directrices).
- Materiales de construcción (directrices, aletas).

A partir de estos datos, se determinan algunas magnitudes derivadas (ej.: velocidades de paso, áreas de intercambio de calor), que se comentarán en el siguiente capítulo.

A continuación, se hallan todos los parámetros necesarios para definir la transmisión de calor. La estructura del cálculo se puede consultar en forma diagrama en la página siguiente. Inicialmente, se obtiene una solución de partida en base a la suposición de la temperatura de entrada del refrigerante. Puesto que el calor a disipar y la temperatura de entrada del aire (temperatura ambiente) son datos del problema, con la suposición anterior es posible obtener las temperaturas de salida de ambas corrientes y, con ellas, las temperaturas medias ( $T_{infref}, T_{infaire}$ ). Seguidamente, se entra en dos bucles anidados: el interno (*BUCLE 2*) calcula el calor disipado ( $\dot{Q}$ ) y, con él, la temperatura de salida del refrigerante ( $T_{ref\ out}$ ). El externo (*BUCLE 3*) determina la temperatura de entrada del mismo ( $T_{ref\ in}$ ) imponiendo el salto térmico proveniente del calor del motor a disipar ( $\dot{Q}_{disipar}$ ). Como criterio de parada de los bucles se han establecido dos opciones: un número máximo de iteraciones ( $n_{it}$ ) y unos residuos, de forma que el bucle se abandona cuando se cumple alguna de las siguientes condiciones (suponiendo una variable  $i$  que incrementa su valor una unidad en cada iteración comentando en  $i = 1$ ):

# ESTRUCTURA DE CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR



$$\left\{ \begin{array}{l} i = n_{it} \\ \left| \frac{var(i) - var(i-1)}{var(i)} \right| < residuo \end{array} \right. \quad (4.3)$$

Donde  $var(i)$  es una variable de interés de la que se pretende asegurar su convergencia. Será  $\dot{Q}$  para el bucle 2 y  $T_{ref in}$  para el BUCLE 3. Se ha comprobado que los resultados son satisfactorios con un número máximo de 150 iteraciones y unos residuos de  $10^{-4}$  para ambos bucles. En caso de detener las iteraciones por llegar al máximo impuesto, se muestra un mensaje de error indicando que no se ha alcanzado la convergencia.

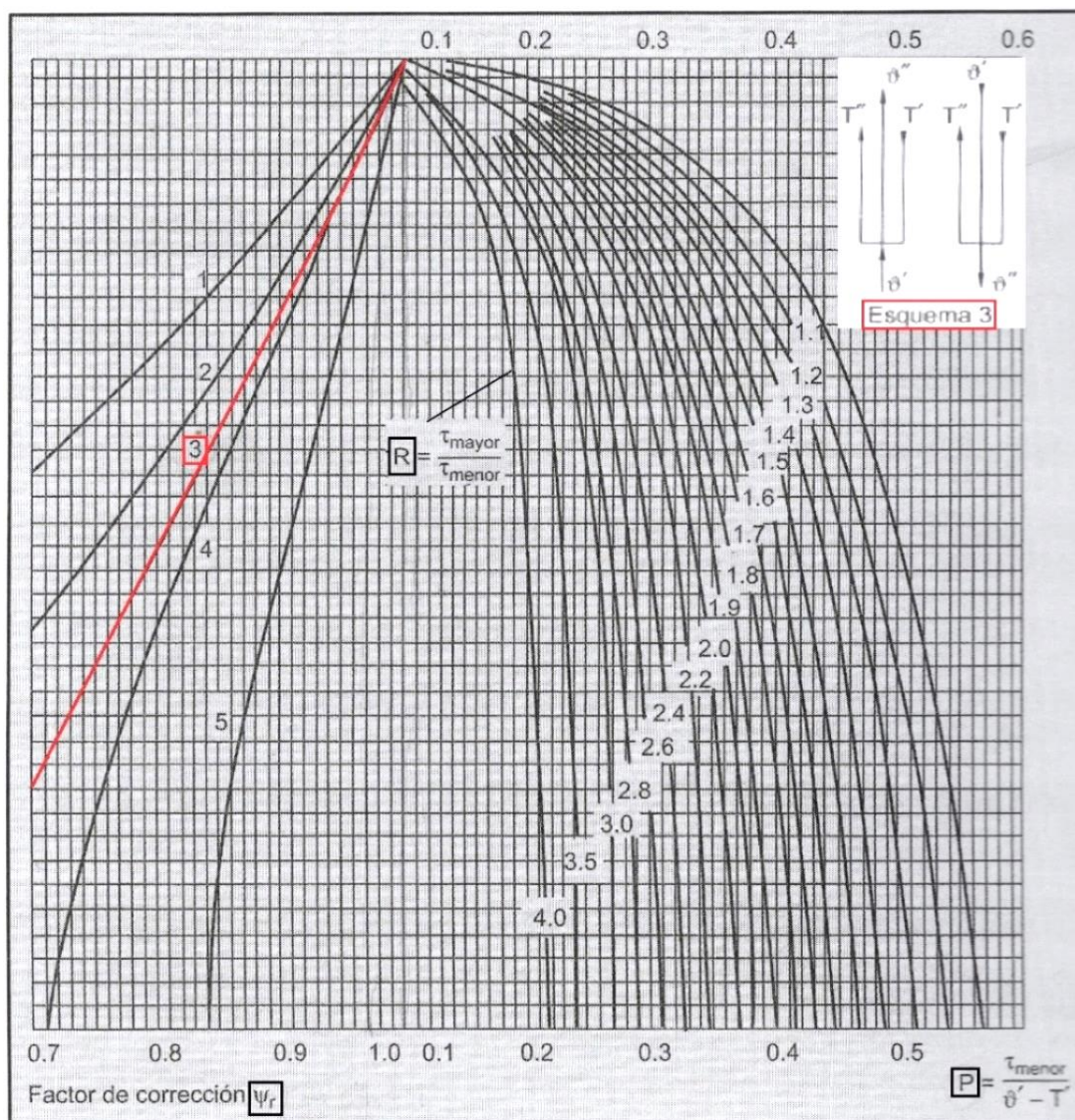


Figura 4.4- Nomograma para el factor de corrección  $\Psi_r$  con flujo entrelazado-paralelo [9].

El salto térmico efectivo ( $\Delta T$ ) se calcula por medio de las fórmulas de la diferencia logarítmica media de temperaturas, LMTD [(2.14) - (2.16)]. El factor corrector  $\Psi_r$  se extrae de





la Figura 4.4. Posteriormente, se deberá comprobar el resultado y modificar  $\Psi_r$  en caso de ser necesario.

Una vez hallado  $\Delta T$ , se procede al cálculo de los coeficientes de convección. El del interior ( $h_{int}$ ) se obtiene con un bucle (bucle 1) dentro de la función  $fh_{int}$ . Para ello se recurre a correlaciones, elegidas en función del nivel de turbulencia, propiedades del fluido y parámetros geométricos. Muchas de estas correlaciones precisan una corrección por medio de propiedades evaluadas a la temperatura de la pared, que a su vez es un resultado derivado de  $h_{int}$ . Por esta razón se necesita un bucle de cálculo. Puesto que el coste computacional es muy inferior al de los otros dos bucles y a que la convergencia es muy rápida (las correcciones por temperatura de pared son pequeñas), se ha empleado un residuo de  $10^{-6}$  y un número máximo de 30 iteraciones.

Para la determinación de la resistencia térmica exterior, se han distinguido tres posibilidades:

- Directriz plana sin aletas.
- Directriz elíptica sin aletas.
- Directriz con aletas (plana o elíptica).

En el primer caso, el coeficiente de convección exterior ( $h_{base}$ ) se puede determinar, con  $fh_{ext1}$ , por medio de correlaciones de una corriente circulando junto a una placa plana (pág. 47) y, con este dato, extraer el valor de la resistencia térmica exterior ( $R_{ext}$ ), como se verá en el apartado de transmisión de calor (pág. 42). La segunda opción es similar, pero esta vez  $h_{base}$  proviene de los resultados de simulaciones de Fluent.

Por último, en el caso de que se empleen superficies adicionales (aletas), se precisan dos coeficientes ( $h_{base}, h_{ale}$ ), asignados de acuerdo con parámetros geométricos ( $L, gap, a$ ) según los resultados de Fluent. A partir de ellos se puede determinar las resistencias de la superficie aleteada y sin aletear y, por medio de (2.18), hallar la resistencia térmica exterior ( $R_{ext}$ ).

La resistencia de la pared de la directriz se obtiene a partir de parámetros geométricos (espesor, área) y del material empleado (conductividad térmica). También se tiene en cuenta el fenómeno de ensuciamiento, dependiente de la naturaleza de los fluidos.

Se calcula una resistencia térmica total como suma de las anteriores. Con ella y con el salto de temperaturas ( $\Delta T$ ), se obtiene el calor disipado ( $\dot{Q}$ ), a partir del cual es posible hallar el perfil de temperaturas en un punto medio y determinar la temperatura de salida del refrigerante ( $T_{ref out}$ ) y del aire ( $T_{aire out}$ ), valores de salida del bucle 2 (anidado dentro del bucle 3). Como ya se ha explicado, el bucle 3 emplea estos resultados para calcular una nueva temperatura de entrada del refrigerante imponiendo que el calor disipado sea el del motor ( $\dot{Q}_{dispar}$ ).

Posteriormente, se hallan las pérdidas hidráulicas en el circuito de refrigerante, tanto para los tramos rectos como para los codos. Por último, se representan diferentes variables (del proceso de cálculo y de la propia solución) y se elabora un pequeño informe donde se resumen los datos de entrada y los resultados alcanzados.



## 4.2.2.- Cálculos geométricos generales

A continuación, se detalla la obtención de algunos parámetros geométricos.

Altura de la directriz ( $h_{dir}$ ):

$$h_{dir} = \frac{D_{envol} - D_{hub}}{2} \quad (4.4)$$

Siendo  $D_{envol}$  el diámetro de la envolvente y  $D_{hub}$  el diámetro del cubo aerodinámico (núcleo).

Área de paso del aire ( $A_{paso\ aire}$ ):

$$A_{paso\ aire} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{envol}^2 - D_{hub}^2) \quad (4.5)$$

Con esta área de paso del aire y el caudal volumétrico ( $\dot{V}_{aire}$ ), se puede obtener la velocidad de paso del aire ( $u_{aire}$ ):

$$u_{aire} = \frac{\dot{V}_{aire}}{A_{paso\ aire}} \quad (4.6)$$

Número de aletas por directriz ( $n_{ale}$ ):

$$n_{ale} = 2 \cdot \frac{h_{dir}}{esp_{ale} + gap} \quad (4.7)$$

Siendo  $esp_{ale}$  el espesor de las aletas y  $gap$  el espacio de separación entre ellas. El valor de la fracción debe redondearse, puesto que el número de aletas debe ser entero. El número total de aletas será  $n_{ale} \cdot n_{dir}$ , siendo  $n_{dir}$  el número de directrices.

Área interior ( $A_{int}$ ):

$$A_{int} = 2 \cdot n_{dir} \cdot \frac{h_{dir}}{esp_{guías} + l_h} \cdot l_h \cdot a \quad (4.8)$$

Donde  $l_h$  es la altura de los conductos y  $esp_{guías}$  el espesor de los deflectores que forman los conductos. Por razones constructivas, podría ser necesario que  $l_h = gap$  y  $esp_{guías} = esp_{ale}$  (se explicará más adelante). En el caso de directrices elípticas, el valor deberá multiplicarse por un factor 1,0039 para tener en cuenta la curvatura de las chapas, que redonda en un aumento del área de transmisión de calor. Para la determinación del factor se ha seguido un proceso análogo al de la sección media (ver página 47). Lo mismo se aplicará para el cálculo del área exterior, tanto con aletas como sin aletas.

Área exterior en directrices sin aletas:

$$A_{ext} = 2 \cdot n_{dir} \cdot h_{dir} \cdot a \quad (4.9)$$



Área exterior en directrices con aletas:

$$A_{ext} \approx 2 \cdot n_{dir} \cdot a \cdot (h_{dir} + n_{ale} \cdot L) \quad (4.10)$$

Área exterior no aleteada en directrices con aletas:

$$A_{ext\ NO\ ale} = n_{dir} \cdot a \cdot (2 \cdot h_{dir} - n_{ale} \cdot esp_{ale}) \quad (4.11)$$

Número de conductos conectados en serie ( $z_{serie}$ ):

$$z_{serie} = \frac{n_{dir}}{z_{paralelo}} \cdot \frac{h_{dir}}{esp_{guías} + l_h} \quad (4.12)$$

Donde  $z_{paralelo}$  es el número de ramas conectadas en paralelo. Nuevamente, el valor de la segunda fracción deberá redondearse.

### 4.2.3.- Transmisión de calor

En el presente capítulo se desgranarán los cálculos específicos relativos a la transmisión de calor. Se comenzará con la convección (interior y exterior, para regímenes laminar, turbulento y de transición), se continuará con la conducción a través de las paredes de la directriz y con el estudio de la disipación de calor a través de las superficies aleteadas (en el caso de haberlas), que combina los fenómenos de conducción y convección. Se terminará analizando el fenómeno de ensuciamiento.

#### 4.2.3.1.- Correlaciones de convección para flujo turbulento interior

Para corrientes por el interior de tubos, el número de Reynolds toma el diámetro como longitud característica, quedando la expresión (2.4) de la siguiente manera:

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (4.13)$$

En caso de que la sección interior no sea circular, se calcula un diámetro hidráulico en función del cual se realizarán los cálculos posteriores:

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{P_m} \quad (4.14)$$

Donde  $A$  es la sección de paso (transversal a la dirección del flujo) y  $P_m$  es el perímetro mojado. Sin embargo, tanto para las pérdidas de carga como para la transferencia de calor, los cálculos derivados de este diámetro hidráulico no concuerdan exactamente con los resultados experimentales, debiéndose corregir la expresión (4.14) con un factor de ajuste en función de la geometría del conducto. Este factor ( $k_{rec}$ ) presenta especial importancia en el caso de un flujo laminar y puede despreciarse para un flujo turbulento. Según Idelchik [14], en el caso concreto de una sección transversal rectangular de ancho  $l_w$  y alto  $l_h$ ,  $k_{rec}$  toma los siguientes valores:

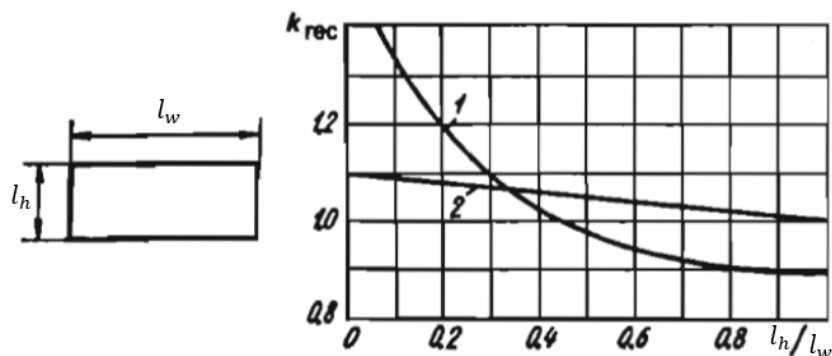


Figura 4.5.- Coeficiente corrector del diámetro hidráulico para flujo laminar (curva 1) y para flujo turbulento (curva 2). Modificada de [14].

El diámetro hidráulico resultante será:

$$D_H = \frac{2 \cdot l_w \cdot l_h}{l_w + l_h} \cdot k_{rec} \quad (4.15)$$

Los valores anteriores son de aplicación al cálculo de las pérdidas hidráulicas, pero [6] proporciona unos factores muy similares, aunque de una forma implícita, corrigiendo al  $Nu_D$  en su conjunto (Figura 4.6).

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$	
		(Uniform $q_s''$ )	(Uniform $T_s$ )
	—	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	$\infty$	8.23	7.54

Figura 4.6.- Valores de  $Nu_D$  para diferentes secciones de paso en régimen laminar [6].

A continuación, se van a mostrar las expresiones empleadas en el modelo de Matlab para calcular el número de Nusselt. Con ayuda de esta cifra, mediante la ecuación (2.7), se puede hallar el coeficiente de convección  $h$ , necesario para determinar la resistencia térmica:



$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (4.16)$$

Todas las propiedades de los fluidos se evalúan a la temperatura media entre entrada y salida salvo indicación expresa (subíndice  $w$  en propiedades evaluadas a temperatura de pared ( $wall$ )).

Correlación 1 (Gnielinski, 1976) [15]:

$$Nu_D = \frac{\frac{f_{cor}}{8} \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_{cor}}{8}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot c_{tem Nu} \quad (4.17)$$

Siendo  $f_{cor} = f \cdot c_{tem f}$  el factor de fricción corregido por un coeficiente en función de la naturaleza del fluido (líquido o gas) y de la condición en la pared (calentamiento o enfriamiento). El valor de  $Nu_D$  también debe corregirse de forma análoga con un factor  $c_{tem Nu}$  con ayuda de la Tabla 4.4. En el proyecto que nos atañe, se emplearán los valores de la segunda fila.

		$n$	
Fluido	Condición de pared	$f$	$Nu_D$
Líquido: $c_{tem} = \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^n$	Calentamiento	0,25	-0,11
	Enfriamiento	0,25	-0,25
Gas: $c_{tem} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n$	Calentamiento	-0,2	-0,55
	Enfriamiento	-0,1	0

Tabla 4.4.- Coeficientes de corrección de  $Nu_D$  y  $f$  [15].

Condiciones de aplicación:  $3000 < Re < 10^6, Pr > 0,5$ .

Correlación 2 (variante de la correlación anterior) [9]:

$$Nu_D = \frac{0,125 \cdot f_\xi \cdot Re_D \cdot Pr \cdot c_{tem Nu}}{1 + \frac{900}{Re_D} + 4,05 \cdot f_\xi^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.18)$$

Donde el factor  $c_{tem Nu}$  se obtiene, una vez más, de la Tabla 4.4.  $f_\xi$  es un factor de fricción calculado con la siguiente expresión:

$$f_\xi = [1,82 \cdot \log_{10}(Re_D) - 1,64]^{-2} \quad (4.19)$$

Condiciones de aplicación:  $4000 < Re_D < 5 \cdot 10^6, 0,1 < Pr < 2000$ .

Correlación 3 (Sieder y Tate para tubos largos) [15]:



$$Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (4.20)$$

Condiciones de aplicación:  $Re_D > 10^4$ ;  $0,7 < Pr < 16700$ ;  $\frac{L}{D} > 60$ . Siendo  $\frac{L}{D}$  el ratio entre la longitud del tubo y su diámetro (tomando el largo de la directriz  $a$  y el diámetro hidráulico  $D_H$ ).

Correlación 4 (Dittus y Boelter modificada) [9]:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_{tem\ Nu} \quad (4.21)$$

Donde  $c_{tem\ Nu}$  se extrae de la Tabla 4.4. Condiciones de aplicación:  $10^4 < Re_D < 10^6$ ;  $0,7 < Pr < 2$ . El estrecho rango del  $Pr$  provoca que esta correlación solo sea aplicable ante temperaturas muy altas del agua (prácticamente imposibles en la práctica) o para otros fluidos.

Correlación 5 (Dittus y Boelter, 1930) [15]:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n \quad (4.22)$$

Donde  $n = 0,4$  si el fluido se calienta o  $n = 0,3$  si el fluido se enfría. En este caso se empleará  $n = 0,3$ , ya que el fluido interior cede calor al aire exterior (se enfría).

Condiciones de operación:  $Re_D > 10^4$ ;  $\frac{L}{D} > 60$ ;  $|T - T_w| < 50^\circ\text{C}$  (para gases) o bien  $|T - T_w| < 5^\circ\text{C}$  (para líquidos).

#### 4.2.3.2.- Correlaciones de convección para flujo laminar interior

Todas las propiedades de los fluidos se evalúan a la temperatura media entre entrada y salida salvo indicación expresa (subíndice  $w$  para propiedades evaluadas a la temperatura de pared (*wall*)). El  $Re_D$  crítico para flujos que circulan por el interior de tubos es de 2300. Por debajo de dicho número, el flujo se puede considerar de carácter laminar.

Correlación 6 (Sieder y Tate para régimen laminar, 1936)

$$Nu_D = 1,86 \cdot Re_D^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (4.23)$$

Condiciones de aplicación:  $Re_D < 2300$ ;  $Pr > 0,5$ ;  $Re_D \cdot Pr \cdot D/L > 10$ .

Correlación 7 (Edwards *et al.*, 1979) [16]:

$$Nu_D = 3,66 + \frac{0,065 \cdot \frac{D}{L} \cdot Re_D \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot \left(\frac{D}{L} \cdot Re_D \cdot Pr\right)^{2/3}} \quad (4.24)$$

Condiciones de aplicación:  $Re_D < 2300$ .



Correlación 8 (Mijeev y Mijeeva para tubos cortos, 1979) [17]:

$$Nu_D = 1,4 \cdot \left(\frac{D}{L} \cdot Re_D\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (4.25)$$

$Pr_w$  se calcula con las propiedades evaluadas a la temperatura de la pared. Condiciones de aplicación:  $Re_D < 2300$ ;  $0,06 < \frac{Pr}{Pr_w} < 10$ ;  $\frac{L}{D} < 0,067 \cdot Re_D \cdot Pr^{5/6}$ .

Correlación 9 (Mijeev y Mijeeva para tubos largos, 1979) [17]:

$$Nu_D = 4 \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (4.26)$$

$Pr_w$  se calcula con las propiedades evaluadas a la temperatura de la pared. Condiciones de aplicación:  $Re_D < 2300$ ;  $0,06 < \frac{Pr}{Pr_w} < 10$ ;  $\frac{L}{D} > 0,067 \cdot Re_D \cdot Pr^{5/6}$ .

#### 4.2.3.3.- Correlaciones de convección para flujo de transición interior

Ante la falta de correlaciones en la bibliografía, se ha optado por estimar un coeficiente de convección a partir de los valores que se obtendrían si el flujo fuese laminar y si fuese turbulento. Para ello se han empleado las correlaciones 7 (Edwards *et al.*, laminar) y 2 (Gnielinski modificada, turbulento). La primera aplicada con un  $Re_D = 2300$  y la segunda con un  $Re_D = 4000$ , de forma que:

$$Nu_D = Nu_{D \text{ lam}} + \frac{Re_D - 2300}{4000 - 2300} \cdot (Nu_{D \text{ turb}} - Nu_{D \text{ lam}}) \quad (4.27)$$

Todo lo anterior se aplica tanto a una directriz plana, donde las paredes laterales son paralelas entre sí, como a una directriz elíptica. En este último caso, independientemente del nivel de turbulencia, se ha tomado una sección media de paso para el cálculo del coeficiente de convección. Puesto que el ratio  $\frac{\text{longitud } (a)}{\text{anchura máxima}}$  es elevado (10:1), esta simplificación resulta válida. Se comprobará más adelante.

Para el cálculo de la sección media, se han dibujado en Autodesk Inventor varias secciones radiales de directrices de distinta longitud ( $a$ ), hallando la anchura media de los conductos ( $l_w$ ) de la siguiente forma:

$$l_{w \text{ medio}} = \frac{A_{\text{sección radial}}}{a} \quad (4.28)$$

Repitiendo para diferentes longitudes en el rango 1000 mm – 1500 mm, se ha obtenido la siguiente recta de regresión en Excel:

$$l_{w \text{ medio}} = 0,07557234 \cdot a - 2 \cdot \text{esp}_{\text{dir}} \quad (4.29)$$



El coeficiente de mínimos cuadrados es  $R^2 = 1$ , lo que indica que el ajuste es exacto. Se resta dos veces el espesor de la directriz pues el área radial considerada supone el contorno exterior. La altura de los conductos ( $l_h$ ) no tiene influencia ya que es constante.

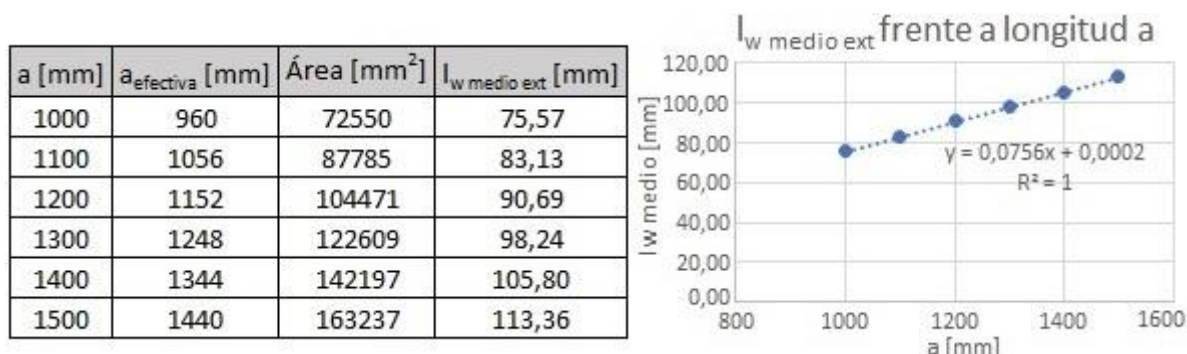


Figura 4.7.- Cálculo de la anchura media de los conductos.

#### 4.2.3.4.- Correlaciones de convección para flujo laminar exterior

Las correlaciones que se van a exponer para el cálculo del coeficiente de convección exterior resultan útiles únicamente en el caso de directriz plana sin aletas y con flujo totalmente axial. Esta condición parece muy restrictiva pero, como se verá más adelante, con flujo axial se obtienen los menores coeficientes de convección y, por lo tanto, se trata de la situación más desfavorable. Si se consigue una refrigeración apropiada en ese caso, con flujo torsionado la disipación de calor está garantizada.

Para placas planas, es habitual tomar un número de Reynolds crítico de  $5 \cdot 10^5$ . Sin embargo, en caso de existir una gran turbulencia a la entrada, la transición de laminar a turbulento se observa para valores mayores. Todas las propiedades se evalúan, una vez más, a la temperatura media del fluido (aire).

La expresión (4.30), derivada de los trabajos de Pohlhausen [18] y Kroujiline [19], proporciona el valor local del número de Nusselt para cada posición  $x$  (siendo  $x$  la distancia respecto al borde de entrada):

$$Nu_x = 0,332 \cdot \sqrt{Re_x} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (4.30)$$

Si se integra en toda la longitud  $a$  de la placa plana, se obtiene el doble del valor local. Correlación 11:

$$Nu_a = 0,664 \cdot \sqrt{Re_a} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (4.31)$$

Condiciones de aplicación:  $Re_a < 10^5$ . En la práctica, es muy difícil que esta condición se cumpla, pues, para las velocidades de paso del aire consideradas, se necesitarían unas directrices de longitud irrisoria.

#### 4.2.3.5.- Correlaciones de convección para flujo turbulento exterior

Schlichting [20] presentó una correlación para hallar el Nusselt medio de una placa plana en un régimen turbulento. Correlación 12:





$$Nu_a = \frac{0,037 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,185 \cdot Re_a^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.32)$$

Condiciones de aplicación:  $5 \cdot 10^5 < Re_a < 10^7$ ;  $0,5 < Pr < 2000$ .

#### 4.2.3.6.- Correlaciones de convección para flujo de transición exterior

Al igual que con el flujo interior, se empleará una suma ponderada de los coeficientes de convección obtenidos para el límite laminar ( $Re_a = 10^5$ ) y turbulento ( $Re_a = 5 \cdot 10^5$ ).  
Correlación 13:

$$Nu_a = Nu_{a \text{ lam}} + \frac{Re_a - 10^5}{5 \cdot 10^5 - 10^5} \cdot (Nu_{a \text{ turb}} - Nu_{a \text{ lam}}) \quad (4.33)$$

En cualquier caso, como ya se ha comentado, esta correlación no es necesaria en la práctica, pues en todos los casos el flujo exterior es turbulento.

#### 4.2.3.7.- Coeficientes de convección en otros casos

En la bibliografía no se han encontrado expresiones de transmisión de calor análogas a las anteriores para el resto de posibilidades de flujo exterior ya sea por culpa de una geometría muy concreta (directrices elípticas) o por los altos niveles de turbulencia (en el caso de las aletas). Las correlaciones para aletas se centran en la convección natural y en la forzada de régimen laminar. Sin embargo, la separación entre aletas del intercambiador considerado es bastante elevada (mínimo de 2 cm), al igual que la velocidad de paso del aire (unos 42 m/s), lo que originan un  $Re_{\text{mín}} \approx 5 \cdot 10^5$  (régimen turbulento).

Por lo tanto, se han decidido emplear los resultados de las simulaciones en Fluent como datos de entrada para el programa de Matlab. Para ello se han simulado algunas geometrías con las que se han construido unas matrices de coeficientes de convección y posteriormente se han interpolado dichos coeficientes para extraer valores intermedios (ej.: Figura 4.8).

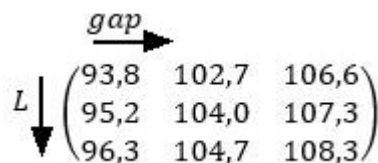


Figura 4.8.- Ejemplo de matriz de coeficientes de convección [W/m<sup>2</sup>K] para una directriz plana de 1m de longitud en función de la longitud de aleta ( $L=1\text{cm}/2\text{cm}/3\text{cm}$ ) y del espaciado entre aletas ( $gap=2\text{cm}/4\text{cm}/8\text{cm}$ ).

#### 4.2.3.8.- Conducción a través de las paredes

El flujo de calor a través de las paredes se puede considerar unidireccional y perpendicular a las mismas. Como no hay fuentes ni sumideros de calor dentro de la propia pared, el perfil de temperaturas será lineal (Figura 4.9).

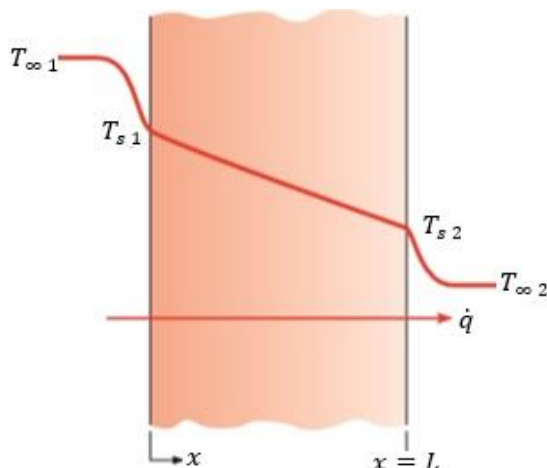


Figura 4.9.- Conducción de calor a través de una pared plana. Modificada de [6].

A partir de la expresión (2.2), se deduce la resistencia térmica de una pared plana:

$$R_{pared} = \frac{esp_{dir}}{k \cdot A} \quad (4.34)$$

Donde  $esp_{dir}$  es el espesor de la directriz,  $k$  es la conductividad térmica del material que la conforma y  $A$  es el área de transmisión de calor. Puesto que el espesor es pequeño (del orden de unos pocos milímetros) y que la conductividad térmica será elevada (material metálico), esta resistencia térmica será, a priori, menor que cualquiera de convección.

#### 4.2.3.9.- Disipación de calor a través de aletas [5]

En caso de necesitar superficies adicionales de intercambio de calor (aletas), éstas tendrán sentido longitudinal (alineadas con el ventilador), su espaciado ( $gap$ ) será importante y su longitud ( $L$ ), transversal al paso del aire, reducida – ver la Figura 4.10. Estos aspectos se establecen con motivo de disminuir lo máximo posible las pérdidas aerodinámicas que, de forma inevitable, impondrán las aletas.

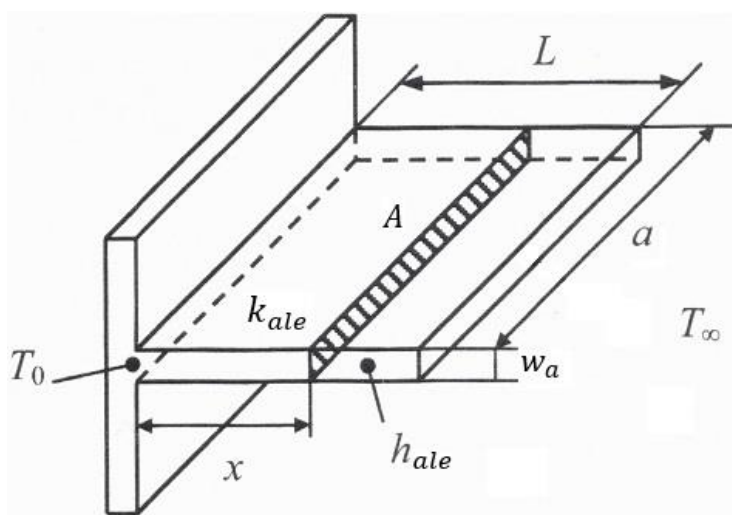


Figura 4.10.- Parámetros principales de una aleta longitudinal. Modificada de [5].



El análisis aquí explicado será válido bajo determinadas hipótesis: régimen estacionario, no existencia de generación volumétrica de calor, material isotrópico, acoplamiento perfecto entre base de la aleta y directriz y campo de temperaturas unidimensional (lo que se cumple para ratios  $\frac{L}{w} \geq 10$ ). Para simplificar las ecuaciones, se define una posición y una temperatura adimensionales ( $X$  y  $\theta$  respectivamente):

$$X = \frac{x}{L} \quad (4.35)$$

$$\theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} = \frac{\theta'}{\theta'_0} \quad (4.36)$$

Donde  $\theta'$  representa el salto de temperatura respecto a la media del fluido ( $T_{\infty}$ ). Otro parámetro adimensional empleado es  $H$ :

$$H = \frac{h_e \cdot L}{k_{ale} \cdot \beta} \quad (4.37)$$

$h_e$  es el coeficiente de convección en el extremo de la aleta y  $k_{ale}$  es la conductividad térmica de la aleta. En el caso de aletas longitudinales,  $\beta$  se calcula de la siguiente manera:

$$\beta = L \cdot \sqrt{\frac{h_{ale} \cdot P_a}{k_{ale} \cdot A}} \quad (4.38)$$

Donde  $P_a$  es el perímetro de la aleta,  $A$  el área transversal, y  $h_{ale}$  el coeficiente de convección promedio en la zona aleteada. En el intercambiador a diseñar,  $P_a$  será:

$$P_a = 2 \cdot (a + w_a) \approx 2 \cdot a \quad (4.39)$$

Siendo  $w_a \equiv esp_{ale}$  el espesor de la aleta y  $a$  el largo de la directriz, por lo que  $w_a \ll a$ . De este modo, la expresión (4.38) queda como sigue:

$$\beta = L \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot h_{ale}}{k_{ale} \cdot w_a}} \quad (4.40)$$

El campo de temperaturas en la aleta viene determinado por la siguiente fórmula:

$$\theta = \frac{\cosh[\beta \cdot (1 - X) + H \cdot \sinh[\beta \cdot (1 - X)]]}{\cosh(\beta) + H \cdot \sinh(\beta)} \quad (4.41)$$

En la Figura 4.11 se muestra un ejemplo de la evolución de la temperatura a lo largo de la aleta, calculada en Matlab. Como se podría intuir a priori, la temperatura en la base de la aleta es

elevada, pero, a medida que aumenta la distancia a la pared de la directriz, se va disipando calor y la temperatura disminuye.

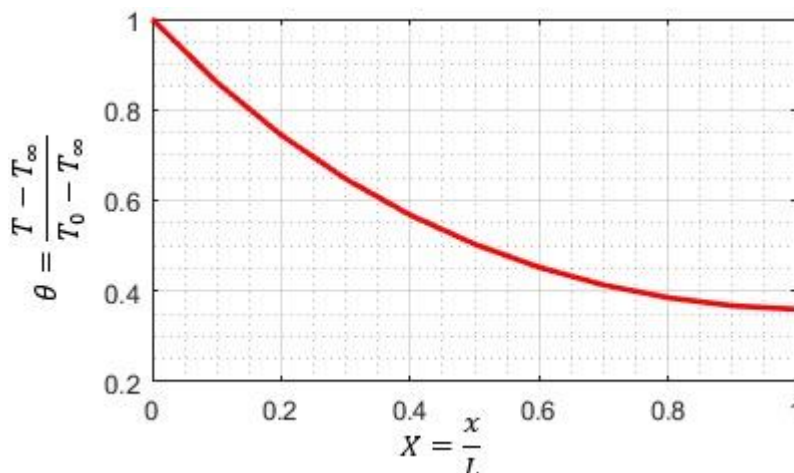


Figura 4.11.- Evolución del salto de temperaturas a lo largo de la longitud aleta (parámetros adimensionales).

Datos geométricos:  $L=30\text{mm}$ ;  $a=1,5\text{m}$ ;  $k_{ale}=14\text{W/mK}$ ;  $h_{ale}=147\text{W/m}^2\text{K}$ .

Si se pretende calcular la transmisión de calor a lo largo de la aleta y, con ella, su resistencia térmica, se debe emplear la ecuación (4.42):

$$\dot{Q} = \frac{P \cdot L \cdot h}{\beta} \cdot \left( \frac{\sinh(\beta) + H \cdot \cosh(\beta)}{\cosh(\beta) + H \cdot \sinh(\beta)} \right) \cdot \theta'_0 \quad (4.42)$$

Despreciando el espesor en el cálculo del contorno y aplicando la definición de resistencia térmica en función del flujo de calor y del salto de temperaturas, se tiene que:

$$R_{ale} = \frac{\beta}{2a \cdot L \cdot h} \cdot \frac{\cosh(\beta) + H \cdot \sinh(\beta)}{\sinh(\beta) + H \cdot \cosh(\beta)} \quad (4.43)$$

Esta resistencia térmica incluye tanto los fenómenos de conducción como los de convección que se dan en la aleta.

#### 4.2.3.10.- Ensuciamiento

Con el uso a lo largo del tiempo, se prevé que el intercambiador sufra un proceso de ensuciamiento (*fouling*), consistente en la acumulación, tanto por el interior como por el exterior, de sustancias (partículas del aire, óxido, etc.) que tienden a dificultar la transmisión de calor. Este fenómeno se debe tener en cuenta en el dimensionamiento del intercambiador y mediante una adecuada programación del mantenimiento.

En la bibliografía existe una serie de resistencias de ensuciamiento ( $R_f$ ) por unidad de superficie  $\left[ \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}, \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{kW}} \right]$  a aplicar en función del tipo de intercambiador y del fluido en contacto con las superficies. Para el fluido circulando por el interior del intercambiador se han tomado valores de la Tabla 4.5. Para el agua sin aditivos, que no aparece en dicha tabla, se ha empleado el valor  $R_f = 0,017 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{kW}}$  [3].



Liquids	Refrigerant	0.10–0.18
	Organic heat transfer liquid	0.18–0.35
	Ammonia (oil free)	0.18
	Ammonia (oil contaminated)	0.53
	Methanol solution	0.35
	Ethanol solution	0.35
	Glycol solution	0.35

Tabla 4.5.- Resistencias de ensuciamiento  $\left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{kW}}\right]$  para varias sustancias en intercambiadores de tubos y carcasa [2].

Suponiendo las condiciones más desfavorables para el fluido exterior, se ha tomado la resistencia correspondiente a los gases de escape de motores diésel  $\left(R_f = 1,8 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{kW}}\right)$  [3], puesto que pueden ser predominantes en el interior de un túnel de carretera, uno de los destinos más frecuentes de los ventiladores fabricados en Zitrón (aunque la aplicación principal del modelo presente sea la ventilación en metro, el nivel de contaminación puede ser similar). En cualquier caso, las resistencias de ensuciamiento no son las que más afectan a la viabilidad del intercambiador, como se verá más adelante.

## 4.2.4.- Pérdidas hidráulicas

En el intercambiador de calor se pueden distinguir dos tipos de espacios por los que circulará el refrigerante: por un lado los tramos rectos (de un extremo a otro de la directriz) y por otro los codos, donde el agua asciende en dirección radial de un conducto al inmediatamente superior. En el primer caso, las pérdidas a tener en cuenta serán principalmente lineales y dependerán de la longitud recorrida, mientras que en el segundo caso la caída de presión vendrá dada por un coeficiente de pérdidas singulares. Otras posibles caídas de presión (conductos de alimentación, cabezales distribuidores, etc.) se tendrán en cuenta con un coeficiente de seguridad del 20%. Estas pérdidas serán, a priori, mucho menores y su definición vendría más adelante, una vez elegido el diseño del intercambiador.

Se valorará la posibilidad de conectar los circuitos de cada directriz tanto en serie como en paralelo. En una disposición en paralelo, las pérdidas a tener en cuenta serán las de una única rama, mientras que en serie serán la suma de las pérdidas impuestas en cada una de las directrices. Por otro lado, el caudal de refrigerante circulando por cada intercambiador será el total en el segundo caso y solo una fracción del mismo en el primer caso  $\left(\frac{\dot{m}_{ref\ tot}}{n^{\circ} directrices}\right)$ .

### 4.2.4.1.- Tramos rectos

Para el análisis de la caída de presión dentro del intercambiador se empleará el diámetro hidráulico corregido, ya definido en (4.15). Además, será necesario conocer el factor de fricción ( $f$ ) de las superficies sobre las que discurrirá el refrigerante. Para su obtención, es habitual el uso del diagrama de Moody (Figura 4.12). En régimen laminar (parte izquierda),  $f$  solo depende del número de Reynolds, según la expresión:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (4.44)$$

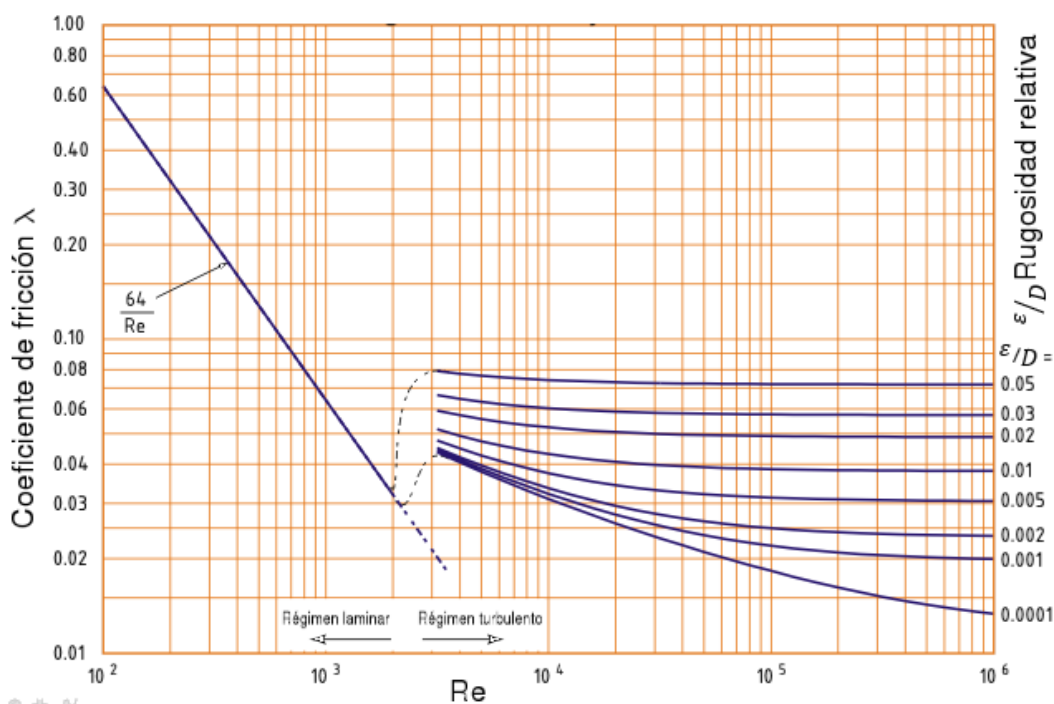


Figura 4.12.- Diagrama de Moody para el cálculo del factor de fricción.

En cambio, para un flujo turbulento (parte derecha del diagrama), la rugosidad relativa  $\frac{\varepsilon}{D}$  (siendo  $\varepsilon$  la rugosidad absoluta y  $D$  el diámetro considerado) influirá de forma importante. Dada la complicación de automatizar el diagrama de Moody para obtener valores de  $f$  en función de los parámetros introducidos en el programa de Matlab, se ha recurrido a una serie fórmulas que determinan el factor de fricción en régimen turbulento. En este proyecto se han empleado las tres, cuyos resultados se comparan en la Figura 4.13.

Ecuación de Colebrook-White [21]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (4.45)$$

Ecuación de Barr [21]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,1286}{Re_D^{0,9}} \right) \quad (4.46)$$

Ecuación de Petukhov [15]:

$$f = [0,79 \cdot \ln(Re_D) - 1,64]^{-2} \quad (4.47)$$



Esta última ecuación no tiene en cuenta la rugosidad superficial (supone paredes lisas) y se usa principalmente en transferencia de calor. Para las dos expresiones anteriores, el valor de la rugosidad absoluta  $\varepsilon$  puede extraerse de la bibliografía, como la Tabla 4.6. Al tener en cuenta esta variable, el factor  $f$  resultante es más elevado, como se aprecia en la Figura 4.13.

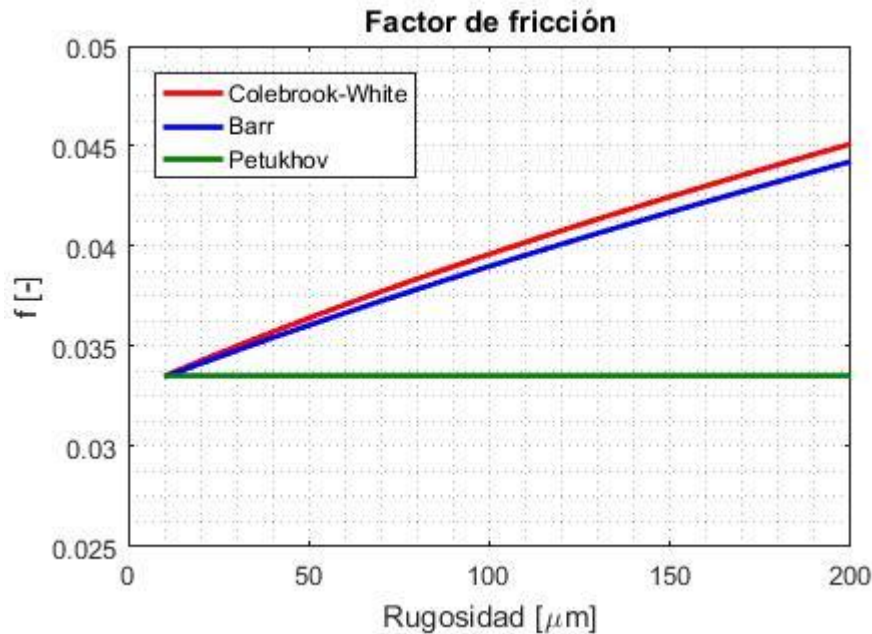


Figura 4.13.- Evolución del factor de fricción con el incremento de la rugosidad absoluta para un diámetro de tubo y turbulencia dados ( $d=20$  mm,  $Re=8000$ ) según las expresiones (4.45)-(4.47).

Una vez determinado el factor de fricción, se pueden aplicar expresiones para el cálculo de la caída lineal de presión ( $\Delta P$ ). Tanto para régimen laminar como para turbulento:

$$\Delta P = \frac{(z_{serie} \cdot a) \cdot \rho \cdot f \cdot u^2}{2 \cdot D} \quad (4.48)$$

Conocida como ecuación de Darcy-Weisbach (forma general) o de Hagen-Poiseuille (aplicada a flujo laminar).  $z_{serie}$  es el número de conductos conectados en serie (cuyas  $\Delta P$  son aditivas);  $a$  es la longitud de los conductos (largo de la directriz);  $\rho$  es la densidad del fluido;  $u$  es su velocidad y  $D$  es el diámetro de los conductos (se tomará el diámetro hidráulico).

Hallada la caída de presión, es posible determinar el mínimo trabajo de bombeo ( $\dot{W}_{bomba}$ ) necesario para trasegar el fluido:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{V}_{ref} \cdot \Delta P = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho} \cdot \Delta P \quad (4.49)$$

Siendo  $\dot{V}_{ref}$  el caudal volumétrico de refrigerante y  $\dot{m}_{ref}$  el caudal másico. Sin embargo, esta potencia de bombeo necesita incluir no solo las pérdidas hidráulicas lineales, sino también las singulares.



Drawn glass, lead, copper and brass tubes		0–0.0015
Drawn steel tubes	New	0.04 (0.02–0.1)
	Cleaned after long service	0.15–0.20
	Moderately rusted or slightly fouled	≤ 0.40
	Heavily fouled	≤ 3.0
Galvanized sheet steel	Smooth (air ducts)	0.07
Galvanized steel tubes	Normally galvanized	0.15
Welded steel pipes	New	0.05 (up to 0.1)
	New, bituminized	0.05
	Used, cleaned	0.15–0.20
	Uniformly rusted	≤ 0.40
	Slightly fouled	1–1.5
	Heavily fouled	2–4
Riveted steel pipe		0.9 (0.5–10)
Cast iron pipes	New	0.26 (up to 1)
	New, bituminized	0.10–0.15
	Slightly rusted	1.0–1.5
	Fouled	1.5–4.0

Tabla 4.6.- Rugosidades absolutas [mm] de diferentes materiales [2].

En el caso de directrices elípticas, en cada tramo recto se tiene una región de entrada donde el flujo se abre (actuando como difusor) y otra donde se constriñe. Estos efectos se tienen en cuenta en la determinación de las pérdidas de carga por medio del coeficiente de pérdidas singulares  $\xi_{elip}$ , de forma que:

$$\Delta P = \xi_{elip} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_0^2 \quad (4.50)$$

Donde, una vez más,  $\rho$  es la densidad del fluido y  $u_0$  su velocidad (en la región más estrecha). Se simplifica la geometría considerando que la directriz elíptica se compone de dos tramos rectos: uno de ensanchamiento y otro de estrechamiento. Se aplica el mismo coeficiente en ambos casos. El ángulo ( $\alpha$ ) a tener en cuenta viene dado por las proporciones de la directriz (pág. 138), siendo  $\alpha = 11,4^\circ$ . La fracción de secciones mínima y máxima  $\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$  es de  $1/5 = 0,2$ . Con ayuda de la Figura 4.14, extraída de Idelchik [14], se obtiene un valor de  $\xi_{elip} = 0,114$ .



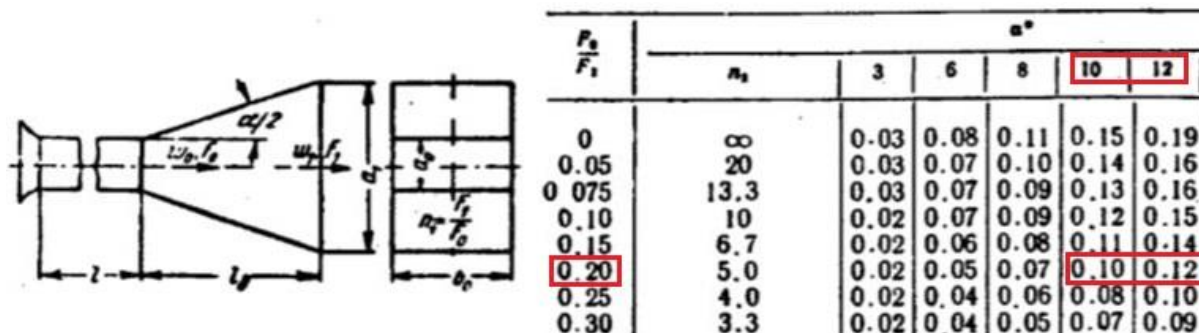


Figura 4.14.- Coeficiente de pérdidas singulares de un difusor con apertura en un solo plano [14].

#### 4.2.4.2.- Codos

En los codos, la caída de presión ( $\Delta P$ ) vendrá determinada por un coeficiente de pérdidas singulares  $\xi_{codo}$ , de forma análoga a la expresión (4.50).

$\xi_{codo}$  viene tabulado en función de la geometría en cuestión. En el presente estudio se tienen codos rectos de  $180^\circ$  con una separación despreciable entre la rama superior y la inferior. Idelchik [14] proporciona un valor de  $\xi_{codo} = 3,6$  cuando la menor sección de paso a través del codo es igual a aquella de los conductos de entrada y de salida (Figura 4.15).

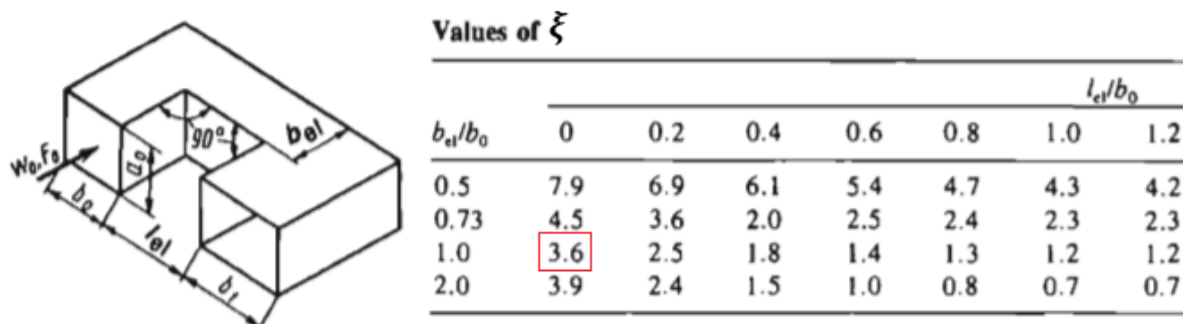


Figura 4.15.- Coeficiente de pérdidas singulares en los codos [14].

Con directrices elípticas no se puede emplear la velocidad media de paso usada anteriormente. Puesto que la sección transversal en los codos es menor, la velocidad será más elevada, lo que provocará mayores pérdidas hidráulicas. Se corrige la velocidad media con un factor que tiene en cuenta la anchura de los conductos a la entrada de los codos.

#### 4.2.5.- Otros aspectos

##### 4.2.5.1.- Propiedades termodinámicas

Las propiedades de los fluidos necesarias para el cálculo del intercambiador son las siguientes: conductividad térmica ( $k$ ), densidad ( $\rho$ ), calor específico ( $c_p$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ) y número de Prandtl ( $Pr$ ). Las dos últimas son derivadas de las anteriores, de acuerdo con (2.6) y (4.51).



$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.51)$$

Los valores de estas propiedades se han introducido por medio de tablas en la función *fprops*. Dicha función devuelve el valor de la propiedad demandada para un determinado fluido a una cierta temperatura. Otro dato de entrada es la altitud sobre el nivel de mar (*alt*), que se explica en el siguiente apartado.

Las propiedades están tabuladas en función de la temperatura (en K), dentro de un intervalo. Para valores intermedios, el resultado se obtiene por interpolación lineal. Puesto que la extrapolación podría dar resultados incoherentes en algunos casos, para valores fuera del rango tabulado se toma el valor extremo (constante). De forma paralela, se muestra una advertencia indicando la anomalía. Se ha decidido no detener la ejecución del programa porque, aunque durante el cálculo aparezcan valores extremos, al converger, la temperatura puede volver a entrar dentro del intervalo permisible.

En la Figura 4.16 y en la Figura 4.17 se representan todas las variables para el agua.

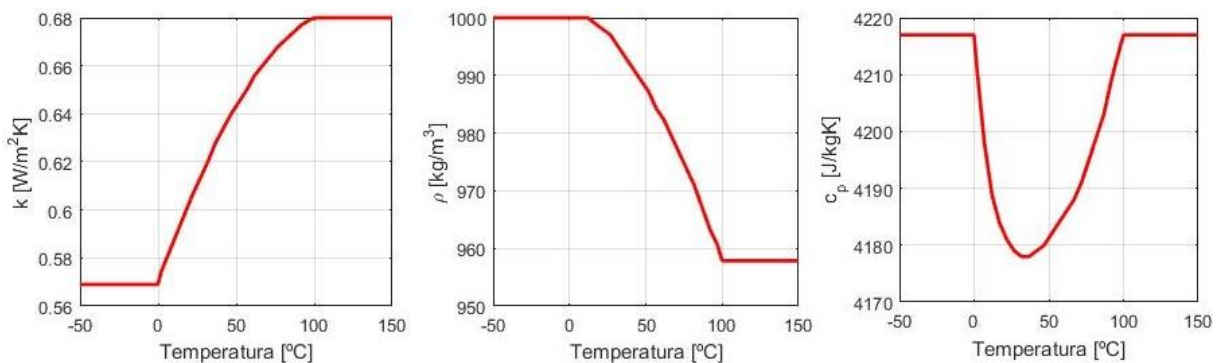


Figura 4.16.- Evolución de algunas variables con la temperatura (de izqda. a dcha.: conductividad térmica, densidad y calor específico). Fluido: agua pura.

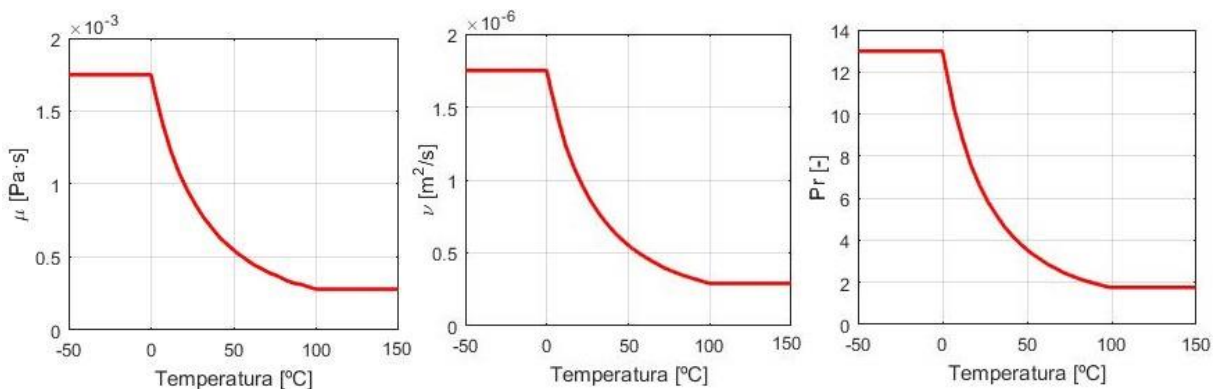


Figura 4.17.- Evolución de algunas variables con la temperatura (de izqda. a dcha.: viscosidad dinámica, viscosidad cinemática y n° de Prandtl). Fluido: agua pura.



#### 4.2.5.2.- Altitud

Se tiene en cuenta que la densidad del aire varía con la altitud sobre el nivel del mar. Al ascender, la capa atmosférica sobre el punto considerado se vuelve más fina y, por lo tanto, su peso (presión) disminuye. La siguiente expresión [22] relaciona la presión atmosférica ( $P_{atm}$  [Pa]) con la altitud ( $alt$  [m]):

$$P_{atm} = 10325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} \cdot alt)^{5,25588} \quad (4.52)$$

A esta presión, se le debe sumar la que proporciona el propio ventilador (unos 1150 Pa). Finalmente, se puede despejar la densidad del aire de la ecuación de los gases ideales:

$$P \cdot V = n \cdot R_U \cdot T \rightarrow \frac{P}{\rho} = \frac{R \cdot T}{M_{aire}} \quad (4.53)$$

Siendo  $P$  la presión;  $V$ , el volumen;  $n$ , el número de moles;  $R_U = 8,314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$  la constante universal de los gases ideales;  $T$ , la temperatura y  $M_{aire}$  la masa molar del aire ( $M_{aire} = 28,97 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$ ). La densidad calculada en Matlab en función de la altitud se muestra en la Figura 4.18. Como era de esperar, el aire es más ligero al aumentar la cota.

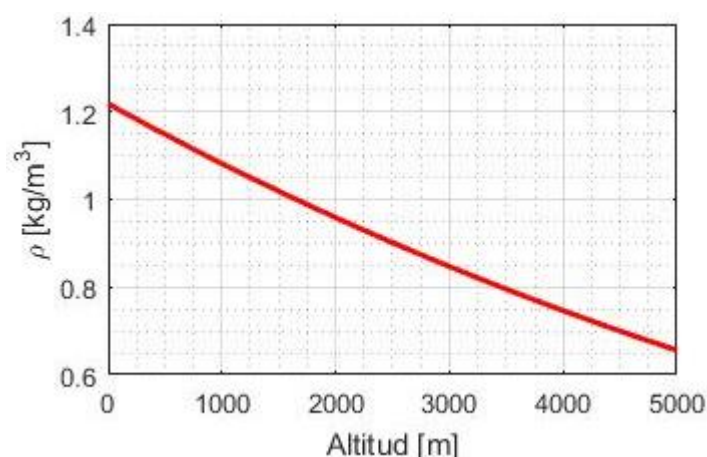


Figura 4.18.- Comportamiento de la densidad del aire frente a la altitud.

#### 4.2.5.3.- Materiales constructivos

Se han empleado varios materiales comunes en intercambiadores de calor y/o en la fabricación de ventiladores de Zitron. A continuación, se ordenan según su conductividad térmica (propiedad más importante en el cálculo de la transmisión de calor), de mayor a menor:

1.- Cobre.  $k = 401 \text{ W/mK}$ . Habitualmente empleado en la fabricación de tubos gracias a su gran conformabilidad y facilidad para ser soldado. Soporta el contacto con agua sin corroerse.

2.- Aluminio.  $k = 237 \text{ W/mK}$ . Se usa comúnmente en superficies adicionales (aletas) ya que su conductividad térmica, aunque algo inferior a la del cobre, es muy elevada. Forma una ligera capa de óxido que impide el avance de la corrosión (pasivación).



3.- Acero al carbono.  $k = 50 \text{ W/mK}$ . Material barato y resistente generalmente utilizado en las directrices del ventilador. Presenta el problema de la corrosión, por lo que debería ser protegido con recubrimientos (pintura, galvanizado, etc.).

4.- Acero inoxidable.  $k = 14 \text{ W/mK}$ . De precio superior al acero al carbono y más difícil de trabajar. Es resistente y no presenta el problema de la corrosión.

#### 4.2.5.4.- Fluidos refrigerantes

Con el objetivo de aumentar el rango de temperaturas de funcionamiento, evitar problemas de corrosión y aprovechar otras posibles ventajas, se ha decidido investigar el uso de múltiples fluidos térmicos [15] [23] [24]. Se ha elaborado una lista de líquidos empleados comúnmente en aplicaciones de transmisión de calor en la industria, integrada principalmente por aceites, alcoholes y disolventes orgánicos. Dicha lista se comenta a continuación:

1.- Agua pura. Tiene buenas propiedades térmicas, pero presenta el problema de la corrosión y de la congelación a una temperatura relativamente alta ( $0^\circ\text{C}$ ).

2.- Aceite SAE 50 [15]. Aceite lubricante de motor de alta viscosidad.

3.- Aceite Chevron 22 [23]. Aceite mineral para uso en transferencia de calor con circulación forzada. Presenta una alta estabilidad térmica y baja formación de depósitos. Su punto de escurrimiento o *pour point* (temperatura a partir de la cual comienza a fluir) es de  $-13^\circ\text{C}$ , mientras que el de ignición (temperatura en la que comienza a arder) es de  $210^\circ\text{C}$ .

4.- Aceite Chevron 46 [23]. Aceite mineral de la misma familia que el anterior. Punto de escurrimiento:  $-15^\circ\text{C}$ , punto de ignición:  $240^\circ\text{C}$

5.- Etanol. Alcohol usado como anticongelante, disolvente, combustible y en alimentación (bebidas espirituosas). Temperatura de fusión:  $-114^\circ\text{C}$ , temperatura de ebullición:  $78^\circ\text{C}$ .

6.- Isopropanol. Alcohol empleado como anticongelante, aditivo de la gasolina. Temperatura de fusión:  $-89^\circ\text{C}$ , temperatura de ebullición:  $83^\circ\text{C}$ .

7.- Metanol. Alcohol utilizado como anticongelante, disolvente y combustible. No apto para alimentación. Temperatura de fusión:  $-98^\circ\text{C}$ , temperatura de ebullición:  $65^\circ\text{C}$ .

8.- Metilciclohexano. Compuesto orgánico derivado del benceno. Se usa generalmente como disolvente. Temperatura de fusión:  $-127^\circ\text{C}$ , temperatura de ebullición:  $101^\circ\text{C}$ .

9.- Orto-xileno. Otro derivado del benceno. Es un buen disolvente y se emplea también como aditivo de la gasolina (aumentar el octanaje). Temperatura de fusión:  $-25^\circ\text{C}$ , temperatura de ebullición:  $144^\circ\text{C}$ .

10.- DOWTHERM J [25]. Fluido orgánico sintético elaborado por Dow Chemical Company. Presenta una estabilidad térmica muy elevada. Rango de temperaturas de trabajo:  $-80$  a  $315^\circ\text{C}$ .

11.- DYNALENE MV. Fluido de transferencia de calor de la empresa Dynalene. Intervalo recomendado de temperaturas de trabajo para sistemas cerrados:  $-112$  a  $163^\circ\text{C}$ .



12.- JARYTHERM AX320 [26]. Fluido sintético de transferencia de calor desarrollado por la empresa química Arkema. Rango de temperaturas recomendado:  $-10$  a  $350^{\circ}\text{C}$ .

13.- JARYTHERM BT06 [26]. Sustancia de la misma familia que el anterior, para uso en aplicaciones de  $-30$  a  $280^{\circ}\text{C}$ .

14.- JARYTHERM CF [26]. Fluido de la misma familia. Rango recomendado:  $-70$  a  $310^{\circ}\text{C}$ .

15.- MARLOTHERM LH [27]. Fluido sintético orgánico para transferencia de calor fabricado por el grupo Sasol. Intervalo de temperaturas recomendado:  $-30$  a  $360^{\circ}\text{C}$ .

16.- MARLOTHERM SH [27]. Sustancia de la misma familia. Rango recomendado:  $0$  a  $350^{\circ}\text{C}$ . Su punto inferior podría ser demasiado alto para la aplicación buscada.

17.- MARLOTHERM X [27]. Rango recomendado:  $-70$  a  $300^{\circ}\text{C}$ .

18.- PARACRYOL. Fluido térmico de la empresa Sülzer.

19.- PARATHERM CR [28]. Fluido de transferencia de calor de la empresa Paratherm, especializada en dichos productos. Intervalo de trabajo:  $-88$  a  $182^{\circ}\text{C}$ .

20.- THERMINOL 59 (SANTOTHERM 56) [29]. Fluido desarrollado por Monsanto, pero producido actualmente por Eastman Chemical Company. La familia Therminol se emplea en una amplia variedad de aplicaciones relacionadas con la transferencia de calor: procesamiento de hidrocarburos y plásticos, producción eléctrica, etc. Rango de temperaturas para el Therminol 59:  $-49$  a  $315^{\circ}\text{C}$ .

21.- SYLTHERM 800 [25]. Sustancia elaborada a base de siliconas elaborado por Dow Chemical Company. La familia SYLTHERM se emplea en transferencia de calor y presenta una baja viscosidad y una vida de hasta 10 años. Intervalo de trabajo:  $-40$  a  $400^{\circ}\text{C}$ .

22.- SYLTHERM XLT [25]. Fluido de la misma familia. Rango de temp.:  $-100$  a  $260^{\circ}\text{C}$ .

23.- THERMINOL 66 [29]. Fabricado por Eastman Chemical Company. Rango de temp.:  $-3$  a  $345^{\circ}\text{C}$ . La temperatura inferior podría ser demasiado alta para la aplicación buscada.

24.- THERMINOL ADX10 [29]. Rango de temperaturas:  $-56$  a  $250^{\circ}\text{C}$ .

25.- THERMINOL ALD [29]. Rango de temperaturas:  $7$  a  $310^{\circ}\text{C}$ . Su temperatura mínima imposibilita, a priori, el uso en el intercambiador.

26.- THERMINOL D12 [29]. Rango de temperaturas:  $-94$  a  $230^{\circ}\text{C}$ .

27.- THERMINOL XP [29]. Rango de temperaturas:  $-20$  a  $315^{\circ}\text{C}$ .

28.- MPG 40%. Solución de propilenglicol en agua al 40%, lo que permite un funcionamiento a una temperatura mínima de  $-21,6^{\circ}\text{C}$ , menor que aquella a la que el fabricante del motor garantiza su funcionamiento ( $-20^{\circ}\text{C}$ ).

29.- MEG 40%. Solución de etilenglicol en agua al 40%, lo que permite un funcionamiento a una temperatura mínima de  $-23,3^{\circ}\text{C}$ .

Las propiedades termodinámicas de estos fluidos, junto con las del aire, se pueden consultar en el anexo 11.10.- (pág. 187 en adelante).

## 4.2.6.- Limitaciones del modelo

El modelo desarrollado en Matlab se ve limitado por una serie de simplificaciones que se comentan a continuación:

- Cálculos realizados a una temperatura media de ambas corrientes. En casos extremos, se pueden dar resultados incoherentes. Por ejemplo, aunque el salto térmico en el punto medio sea suficiente, a la salida podría ser demasiado pequeño o incluso negativo si la capacidad de refrigeración de uno de los fluidos es mucho mayor que la del otro (Figura 4.19).

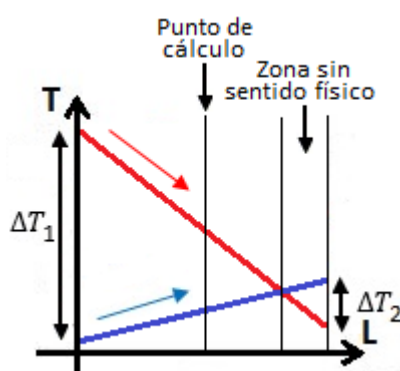


Figura 4.19.- Incoherencia en el cálculo de la transmisión de calor entre dos corrientes.

- Incertidumbre sobre el grado de contacto entre el aire y la directriz. En Matlab se emplea el caudal de aire que impulsa el ventilador, pero, en la práctica, solo una fracción entrará en contacto con las directrices y, por lo tanto, el aumento de temperatura del aire a tener en cuenta podría ser algo mayor, pero se desconoce cuánto. En cualquier caso, se ha comprobado que la variación del caudal másico de aire influye poco en la refrigeración (siempre que se mantenga la velocidad de paso).
- Cierta incertidumbre en la obtención de las pérdidas hidráulicas. Se ha empleado un factor 1,2 para tener en cuenta las pérdidas en distribución del refrigerante y como coeficiente de seguridad.
- Pequeñas simplificaciones geométricas: uso de secciones medias de paso y forma rectangular en los codos.
- Forma de directriz elíptica limitada a las proporciones del plano de la página 138, escalando dimensiones.
- Uso de propiedades del aire seco (no se considera la humedad del ambiente).
- Falta de correlaciones precisas para flujo de transición.
- Interpolación lineal de las propiedades termodinámicas y de algunos coeficientes de convección (limitación menor).
- Algunos coeficientes de convección han sido obtenidos con simulaciones CFD y, por lo tanto, estarán sujetos a las limitaciones propias de dichos modelos CFD (se verán en el siguiente capítulo).



## 4.3.- Modelos CFD

En este capítulo se comentarán todos los aspectos relativos a las simulaciones fluidodinámicas realizadas en software Ansys Fluent como apoyo al modelo de Matlab explicado anteriormente. En algunos casos se han empleado a modo de comprobación de la validez de las correlaciones usadas sobre geometrías simplificadas y, en caso de existir varias, como criterio de elección. En otras ocasiones, ante la falta de datos experimentales, se ha recurrido al CFD para la determinación de los parámetros necesarios para el análisis (pérdidas aerodinámicas y algunos coeficientes de convección).

Ante el elevado coste computacional y la escasa potencia de cálculo disponible, se ha tenido que trocear el problema y estudiarlo por partes. Se han dividido las simulaciones en aquellas relativas al flujo interior (líquido refrigerante por el interior de los conductos) y aquellas referentes al flujo exterior (aire alrededor de las directrices). Se distinguen también tramos rectos y codos dentro del flujo interior. Además, se han tomado una serie de simplificaciones que se comentarán llegado el momento. En todos los casos se ha empleado un régimen estacionario.

### 4.3.1.1.- Mallado

Tras algunas pruebas con otros programas (asistente de mallado de Workbench, Fluent Meshing), se ha decidido realizar el mallado de los dominios empleando Gambit, con ayuda de su guía de usuario [30] y de la documentación de Ansys accesible en el portal Learning Hub [31], así como de la guía de Fluent [32].

Se empleará, en la medida de lo posible, un mallado estructurado formado por celdas hexaédricas (en 3D) o por cuadriláteros (en 2D). Al realizar la discretización espacial mediante un mallado estructurado, cada punto está inequívocamente identificado por 3 subíndices (i, j, k) en coordenadas cartesianas. Esta ordenación se traduce en una mayor rapidez de la memoria para acceder a los nodos vecinos (basta con sumar o restar un número al valor del índice correspondiente), por lo que el tiempo necesario para cada simulación posterior disminuirá (en una malla hexaédrica es en torno a 1,5 veces menor que en otra formada por tetraedros). Permite, además, un adecuado control del espesor de la capa límite. Por último, el mallado desestructurado presenta una mayor disipación numérica, por lo que, en un caso extremo, los gradientes se difuminarían y se perdería precisión. Por otro lado, una malla de elementos triangulares es fácil de automatizar y se recurrirá a ella en ciertas zonas (mallado híbrido) donde la geometría sea algo más complicada, no permitiendo usar un mallado estructurado.

Un aspecto fundamental de toda malla es su **calidad**. Conociendo su calidad se pueden anticipar posibles problemas durante las simulaciones: divergencia, falta de validez del estudio de la física, difusión numérica, etc. Como medida de la calidad de la malla se determinan una serie de parámetros:

- *Smoothness*. Mide la progresividad en la variación de tamaño entre celdas contiguas. Se ha tenido en cuenta durante la construcción de la malla para evitar ratios de crecimiento

superiores al 20% (aunque Fluent fija el límite en el 50%,). No ha sido posible su medición una vez construida la malla, por lo que no puede ser analizado.

- Calidad ortogonal (*Orthogonal Quality, OQ*). Mide la variación en la dirección del vector que une los centroides de la celda y sus contiguas respecto a la perpendicular de las caras (Figura 4.20). Para ello toma el mínimo, de entre todas las caras, del producto escalar de ambos vectores entre el producto de sus módulos. Una calidad ortogonal cercana a 1 es indicador de buena calidad y, cercana a 0, de baja calidad (ver Tabla 4.7).

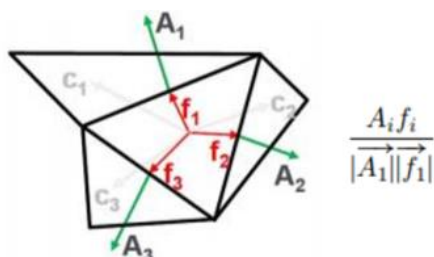


Figura 4.20.- Determinación de la calidad ortogonal.

- Skewness. Mide la deformación de las celdas. Existen 2 métodos alternativos: los basados en el tamaño de la celda y los basados en los ángulos. El primero mide la desviación respecto al tamaño de celda óptimo, dado por un polígono equilátero, respecto al tamaño de la celda en cuestión. El segundo, que ha sido empleado en este trabajo, evalúa la máxima desviación de los ángulos de la celda respecto al ángulo equilátero normalizado (Figura 4.21). Al trabajar con cuadriláteros/hexaedros regulares, dicho ángulo será de 90°. Este criterio indica una buena calidad cuanto más se acerque a 0 (ver Tabla 4.7).



Figura 4.21.- Determinación de la deformación de las celdas (*skewness*).

Parámetro	Descartar	Malo	Aceptable	Bueno	Muy bueno	Excelente
Calidad ortogonal	0-0,001	0,001-0,15	0,15-0,2	0,2-0,7	0,7-0,95	0,95-1
<i>Skewness</i>	0,99-1	0,95-0,99	0,8-0,95	0,5-0,8	0,25-0,5	0-0,25

Tabla 4.7. Criterios usados en la aceptación de los indicadores de calidad de las mallas.

- Relación de aspecto (*Aspect Ratio, AR*). Mide cuán larga es la mayor dimensión de una celda respecto a la menor. Idealmente tendería a 1, pero resulta necesario que este cociente aumente cuando se intenta captar la física de cualquier problema. En el presente estudio, puesto que existe capa límite, se tendrán unas relaciones de aspecto muy elevadas, lo que hará necesario el empleo de doble precisión en los cálculos (2ddp/3ddp). En cualquier caso, los valores elevados son aceptables mientras no se tengan fuertes gradientes transversales de alguna variable.

Otro aspecto a tener en cuenta en simulaciones con capa límite es el **parámetro  $y^+$** . En toda capa límite (como en aquella vista en la Figura 2.1, *izqda.*), se distinguen varias zonas (Figura 4.22):



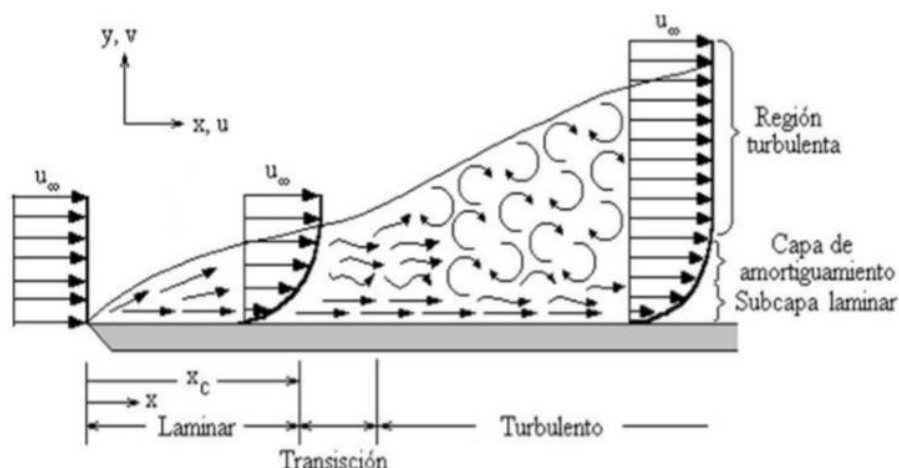


Figura 4.22.- Esquema de una capa límite, con sus tramos laminar, de transición y turbulento.

Si se adimensionaliza la velocidad y la cota transversal al flujo, se obtiene el siguiente gráfico:

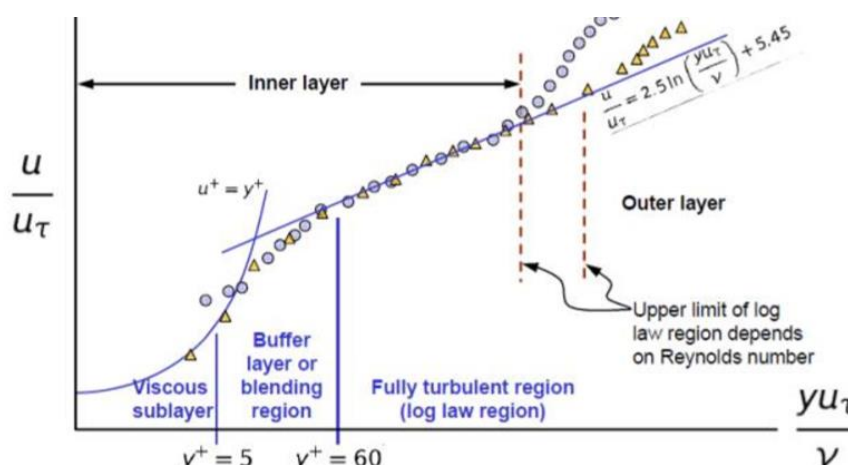


Figura 4.23.- Representación adimensionalizada de la capa límite con velocidad (escalas logarítmicas).

La adimensionalización de la velocidad se realiza simplemente dividiendo entre la velocidad máxima (fuera de la capa límite). En cambio, la adimensionalización de la distancia a la pared es algo más compleja y el número resultante se denomina  $y^+$ . En el anexo 11.6.- (pág. 143) puede consultarse el desarrollo matemático de este término. En la Figura 4.23 se aprecian cuatro tramos que, enumerados en orden desde la pared al exterior, son: una subcapa viscosa ( $y^+ < 5$ ), una región de transición ( $5 < y^+ < 60$ ), una región turbulenta desarrollada ( $60 < y^+ < 300$ ) y una capa externa ( $y^+ > 300$ ). En la práctica, se puede considerar que la región turbulenta comienza con  $y^+$  mayores de 30.

Por lo tanto, la altura de la primera celda ( $y$ ) condiciona en qué zona del diagrama nos encontramos ( $y^+$ ). En función de este dato resultará más interesante emplear en Fluent un modelo de turbulencia u otro. Los modelos que resuelven la subcapa viscosa (donde la velocidad sigue una ley lineal) suelen arrojar unos resultados más exactos, pero también requieren mayor coste computacional ( $y^+ \approx 1$ , aunque en la práctica se permite  $y^+ < 5$  sin que los resultados pierdan excesiva validez). En la región turbulenta la velocidad sigue una ley logarítmica. En la



región intermedia no se puede ajustar bien con ninguna ley, por lo que resulta difícil de estudiar. Por último, se desaconseja trabajar con la región externa.

Ya se ha visto la relación del número de Prandtl respecto al grosor relativo de las capas límite viscosa y térmica (Figura 2.2). De acuerdo con esta relación, en transmisión de calor, el espesor de la primera celda al analizar líquidos debe ser menor que aquel que se emplearía en un estudio de viscosidad. En cambio, para el aire sucede lo contrario.

Finalmente, se aconseja realizar estudios de **sensibilidad** con el fin de comprobar que la solución alcanzada es independiente de la malla empleada. Para ello, en cada familia de geometrías simuladas, se elaborarán varios mallados que se diferenciarán únicamente en el tamaño de sus elementos, lo que se traduce en un mayor o menor número de celdas. Se simularán y se analizará, para una serie de variables clave, el error obtenido tomando como referencia la malla más fina. El resultado se considerará válido por debajo de un determinado umbral y el tamaño de celda correspondiente servirá de referencia en el desarrollo de mallas para el resto de las geometrías de la familia.

Las variables de referencia empleadas en el presente trabajo serán la caída de presión total entre la entrada y salida del dominio computacional y el coeficiente de convección de las superficies consideradas. Ambas afectan decisivamente al desempeño del intercambiador: la primera se corresponde con las pérdidas (ya sean hidráulicas o aerodinámicas), mientras que la segunda supone una mayor o menor transmisión de calor.

Para obtener el coeficiente de convección (*Surface heat transfer coefficient, h*) se requiere activar la ecuación de la energía. Su cálculo se realiza en Fluent de acuerdo con la siguiente expresión:

$$h = \frac{\dot{q}}{T_{ref} - T_w} \quad (4.54)$$

Siendo  $\dot{q}$  el flujo de calor,  $T_w \equiv T_s$  la temperatura en la pared y  $T_{ref}$  la temperatura de referencia, que debe ser introducida en el programa por el usuario. Fluent recomienda usar la temperatura media entre la entrada y salida.

Las propiedades de los fluidos empleados en las simulaciones se pueden consultar en el anexo 11.4.- (pág. 140). Las del aire se han tomado dependientes de la temperatura (de acuerdo con polinomios válidos en el entorno 0 – 100°C) [33]. Las del agua, en cambio, se han tomado constantes, pues su temperatura apenas experimenta variación a lo largo del dominio.

### 4.3.2.- Flujo interior en tramos rectos

Puesto que se dispone de numerosas correlaciones en la bibliografía para la determinación de los coeficientes de convección, las simulaciones servirán para comprobar los resultados y decidir qué correlación conviene emplear.

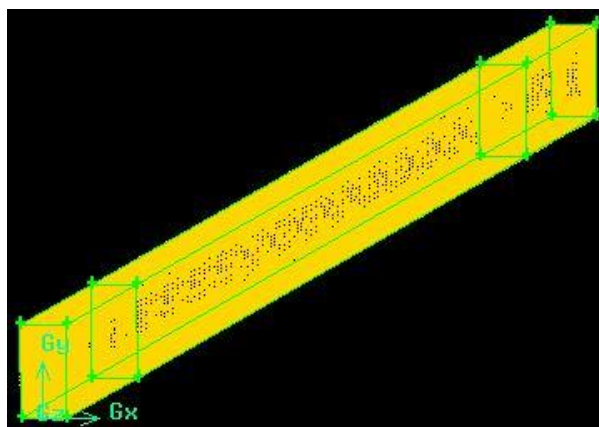


Figura 4.24.- Mallado en Gambit para simulación de flujo interior en tramos rectos.

Por motivos de capacidad computacional, únicamente se simulará un conducto. Posteriormente, se aplicará la multiplicidad correspondiente para hallar los valores del intercambiador entero (para las pérdidas hidráulicas). Usando dicha simplificación, resulta un dominio muy sencillo consistente en un prisma de dimensiones  $10 \times 20 \times 1500$  mm ( $l_w \times l_h \times l_a$ ). Es posible realizar un mallado estructurado en Gambit compuesto únicamente por hexaedros (Figura 4.24). Los parámetros de calidad (Tabla 4.8) son óptimos.

Parámetros de calidad	
Calidad ortogonal	1,0
<i>Skewness</i>	0,0
<i>Aspect ratio</i>	154

Tabla 4.8.- Parámetros de calidad de la malla para flujo interior en tramos rectos.

Las condiciones de contorno (Figura 4.25) serán una velocidad en la entrada (*inlet*) y una referencia de presión (presión estática nula) en la salida (*outlet*). El resto de las superficies del dominio serán paredes. En la superior e inferior se fijará un flujo de calor nulo, puesto que se desprecian las transferencias de calor internas (el salto térmico entre conductos contiguos será muy pequeño).

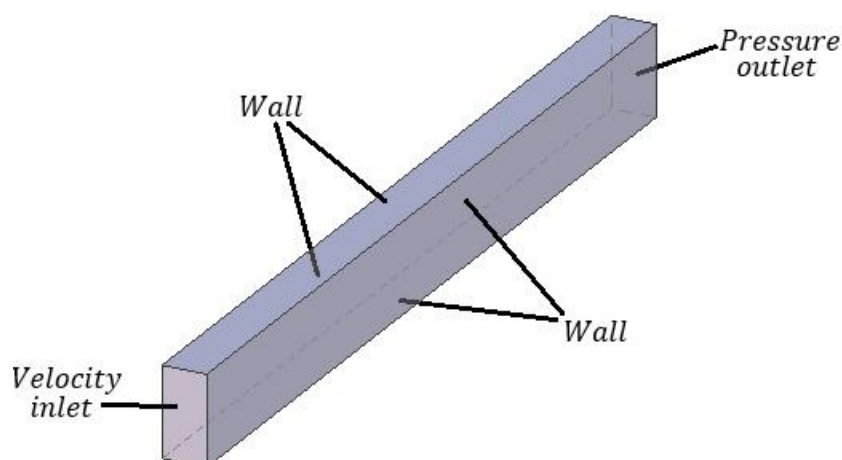


Figura 4.25.- Condiciones de contorno del dominio de tramos rectos. Dimensiones no escaladas.



En los laterales, se establece un espesor de 3 mm de acero y un coeficiente de convección de  $100 \frac{W}{m^2K}$ , como aproximación de las condiciones reales (se verán más adelante). En la Tabla 4.9 se muestran los parámetros impuestos.

Tipo de directriz	Recta
Longitud de directriz ( $a$ )	1500 mm
Anchura del conducto ( $l_w$ )	10 mm
Altura del conducto ( $l_h$ )	20 mm
Rugosidad ( $rug$ )	Paredes lisas
Espesor de directriz ( $esp_{dir}$ )	3 mm
Coefficiente de convección exterior ( $h_{ext}$ )	100 W/m <sup>2</sup> K
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de entrada del fluido ( $T_{ent\ ref}$ )	32°C

Tabla 4.9.- Condiciones de las simulaciones de flujo interior en los tramos rectos.

Cada correlación usada en el programa de Matlab se aplica a un determinado rango de turbulencia. Por lo tanto, la misma malla será empleada en diferentes simulaciones donde se cambiará la velocidad del fluido y, con ella, la turbulencia. De esta forma se podrá analizar la idoneidad del mayor número de correlaciones posible.

#### 4.3.2.1.- Coeficiente de convección interior

En la Tabla 4.10, se muestran las diferentes velocidades usadas junto con el correspondiente modelo de turbulencia empleado. Se han seguido las recomendaciones de Fluent [32].

Velocidad del fluido [m/s]	Nº de Reynolds	Modelo de turbulencia
0,113	2043 (laminar)	Laminar
0,3	3454 (transición)	Transition SST
0,5	8492 (turbulento)	$k - \omega$ SST
0,7	11844 (turbulento)	$k - \omega$ SST
2,5	42160 (turbulento)	$k - \omega$ SST

Tabla 4.10.- Velocidades y modelos de turbulencia empleados en las simulaciones de flujo interior en tramos rectos.

A continuación, se comparan los resultados obtenidos en Fluent (*azul*) y en Matlab (*rosa*) para el coeficiente de convección interior (Tabla 4.11 y Tabla 4.12). Gran parte de las casillas están vacías porque las correlaciones no resultaban de aplicación en esos casos.



		LAM	TRANS	TURBULENTO		
u [m/s]		0,113	0,2	0,5	0,7	2,5
Re		2043	3454	8492	11844	42160
h <sub>int</sub> [W/m <sup>2</sup> K]	Fluent	360	1095	2744	3784	12940
	1		1058	2727	3717	11379
	2			3009	3981	11566
	3				3849	10644
	4					
	5				3104	8578
	6	379				
	7	318				
	8	202				
	9					
10			1205			

Tabla 4.11.- Comparación de coeficientes de convección interiores en tramos rectos.

		LAM	TRANS	TURBULENTO		
u [m/s]		0,113	0,2	0,5	0,7	2,5
Re		2043	3454	8492	11844	42160
		Error relativo (%)				
h <sub>int</sub> [W/m <sup>2</sup> K]	1		3%	1%	2%	12%
	2			10%	5%	11%
	3				2%	18%
	4					
	5				18%	34%
	6	5%				
	7	12%				
	8	44%				
	9					
	10		10%			

Tabla 4.12.- Errores relativos en los coeficientes de convección interiores en tramos rectos.

El color de las celdas atiende al siguiente criterio:

*Verde:*  $\varepsilon \leq 10\%$ , *amarillo:*  $10\% < \varepsilon \leq 20\%$ , *naranja:*  $20\% < \varepsilon \leq 30\%$ , *rojo:*  $\varepsilon > 30\%$

Se observan los menores errores para la correlación 1 (Gnielinski) en régimen turbulento y para la correlación 6 (Sieder y Tate) en régimen laminar. Las expresiones 4 y 9 no han resultado de aplicación en ninguna de las condiciones de simulación.

En el código de Matlab, las distintas correlaciones se han ordenado de acuerdo con el criterio de error más pequeño. El coeficiente de convección se calcula con aquellas que arrojan un error menor, salvo cuando las condiciones del problema se salen de los límites de aplicación de dichas correlaciones. En ese caso, se prueba con la siguiente expresión más precisa y así sucesivamente hasta recorrerlas todas. En caso de que ninguna se pueda aplicar, se muestra un mensaje de error.

De forma similar se ha llevado a cabo una simulación con directrices elípticas en lugar de planas. En esta ocasión, dada la curvatura de la geometría empleada, los parámetros de calidad descienden, aunque de una forma muy leve ( $OQ = 0,977$ ;  $skewness = 0,23$ ;  $AR = 89$ ).

Se desea comprobar si es correcta la simplificación de emplear una sección media para los cálculos. Los datos de la Tabla 4.9 siguen siendo válidos, salvo la longitud de la directriz. El dominio computacional esta vez es más ancho, por lo que se ha tomado una longitud más corta para reducir el coste computacional ( $a = 1000$  mm). El caudal de agua simulado ha sido de  $\dot{m}_{ref} = 0,14 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ , que se corresponde con una velocidad en la entrada de  $u = 0,1428 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Se han obtenido los siguientes valores:

$$\begin{cases} h_{int \text{ Fluent}} = 346 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \\ h_{int \text{ Matlab}} = 331 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{cases}$$

Lo que supone un error relativo de un 4%. Se concluye que la simplificación empleada resulta válida.

#### 4.3.2.2.- Pérdidas hidráulicas

Para comprobar la validez de la caída de presión obtenida de las simulaciones, se han representado algunos resultados de interés en el plano medio del conducto. En la Figura 4.26, se puede observar el comportamiento del fluido en la zona de entrada (*izqda.*) y cómo se captura de forma adecuada la evolución de la velocidad en la capa límite (mediante vectores de velocidad, *dcha*). La leyenda inferior (en m/s) es común a ambas imágenes. Se ha tomado una velocidad uniforme en la entrada de 0,7 m/s.

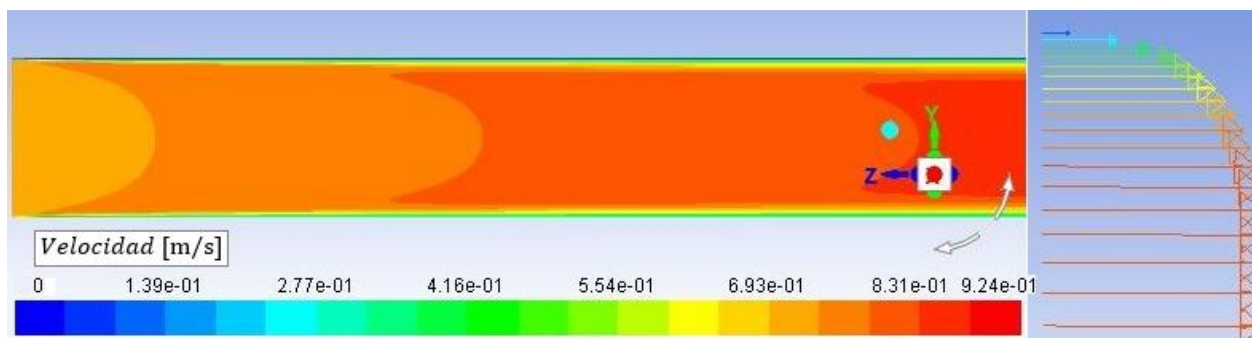


Figura 4.26.- Contornos y vectores de velocidad del fluido interior en una directriz recta (plano medio).

Se ha comprobado, de forma similar a los coeficientes de convección, la validez de la ecuación (4.48) para la obtención de las pérdidas de carga con diferentes casos de turbulencia. Los resultados pueden observarse en la Tabla 4.13.



	LAM	TRANS	TURBULENTO		
u [m/s]	0,113	0,2	0,5	0,7	2,5
Re	2043	3454	8492	11844	42160
Fluent	28,5	79,8	458	879	6929
Matlab	21,9	86,0	440	788	7385
Error (%)	23%	8%	4%	10%	7%

Tabla 4.13.- Pérdidas hidráulicas en tramos rectos para un conducto, según simulaciones de Fluent (*azul*) y código de Matlab (*rosa*). Comparación de resultados.

Se aprecia que los errores son bajos ( $\varepsilon \leq 10\%$ ) salvo para el régimen laminar donde aumenta hasta el 23%. Los resultados se consideran admisibles. Se repite el proceso para un conducto de una directriz elíptica, obteniendo lo siguiente:

$$\begin{cases} \Delta P_{int\ Fluent} = 3,71 \text{ Pa} \\ \Delta P_{int\ Matlab} = 3,49 \text{ Pa} \end{cases}$$

Esto supone un error de solamente el 6%, por lo que la simplificación se considera válida.

### 4.3.2.3.- Limitaciones

Los modelos CFD empleados presentan una serie de restricciones, comentadas a continuación:

- Se limitan a una serie de casos con diferentes niveles de turbulencia, pero sin variar otras condiciones del problema (ej.: longitud, rugosidad, fluido de trabajo, etc.).
- Uso de una sección media de los codos. No se tiene en cuenta la evolución de la temperatura del fluido a lo largo de la directriz. Uso de propiedades constantes del fluido.
- Se supone un coeficiente de convección exterior, cuyo valor no será fijo, sino que dependerá de otros factores. Sin embargo, el valor elegido se halla dentro del rango de coeficientes de convección que se tendrán en el exterior (se verá más adelante).
- Se supone una velocidad uniforme en la entrada, lo que no será correcto en la práctica. Sin embargo, los efectos de entrada no resultan demasiado influyentes ante la gran longitud de la directriz simulada.

### 4.3.3.- Flujo interior en codos

En el código de Matlab se ha decidido despreciar la aportación de los codos al coeficiente de convección interior. Previsiblemente, en estas zonas habrá una mayor turbulencia y, por ende, la disipación de calor será mayor. Sin embargo, el área de transmisión correspondiente es pequeña y, al usar este criterio, los resultados se encuentran del lado de la seguridad (estimación conservadora). Por lo tanto, las simulaciones solo serán necesarias para la comprobación del coeficiente de pérdidas singulares de la Figura 4.15.

En esta ocasión, la longitud considerada es pequeña y, en consecuencia, la distribución de velocidades en la entrada podría ser determinante al calcular las pérdidas. Sería recomendable usar una longitud de entrada amplia para que este aspecto no afecte a los resultados. De la misma forma, una condición de contorno donde se imponga una presión uniforme demasiado próxima

a la salida del codo podría no corresponderse con la realidad y los datos obtenidos perderían validez.

Con el objetivo de solucionar ambos problemas, se ha decidido tomar un dominio con unas dimensiones de entrada y de salida muy prolongadas, iguales a media longitud de directriz cada una (Figura 4.27). Más adelante, habrá que descontar las pérdidas lineales, por lo que se restarán los resultados obtenidos para tramos rectos, donde la longitud total de conductos era la misma (una directriz). Se emplean como condiciones de contorno una velocidad en la entrada y una referencia de presión nula en la salida. El resto de las fronteras del dominio son paredes. En la pared interna, el flujo de calor será resultado de la propia simulación (*coupled wall*), mientras que en el resto se impone un coeficiente de convección exterior como en el caso de los tramos rectos.

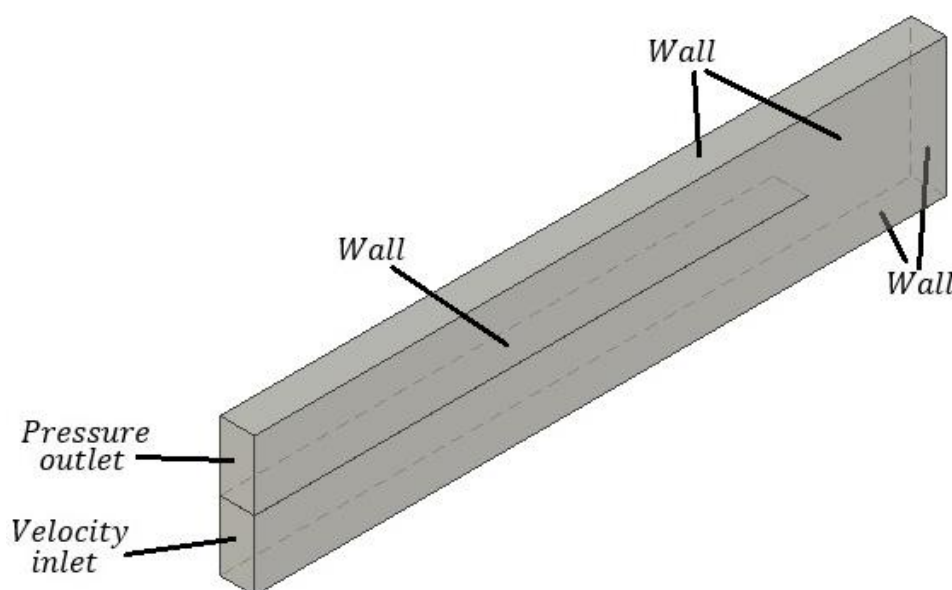


Figura 4.27.- Condiciones de contorno fijadas para las simulaciones de los codos. Dimensiones no escaladas.

Nuevamente los parámetros de calidad son óptimos, pues todos los límites del dominio son superficies rectas perpendiculares entre sí y todas las celdas son hexaédricas. Se ha realizado también un análisis de sensibilidad de la malla, que se puede consultar en el anexo 11.7.2.- (página 145).

#### 4.3.3.1.- Pérdidas hidráulicas

Las condiciones impuestas se detallan en la Tabla 4.14:





Tipo de directriz	Plana
Longitud del dominio ( $a/2$ )	750 mm
Anchura del conducto ( $l_w$ )	Variable
Altura del conducto ( $l_h$ )	40 mm
Longitud del codo ( $l_z$ )	40 mm
Rugosidad ( $rug$ )	Paredes lisas
Espesor de directriz ( $esp_{dir}$ )	3 mm
Coefficiente de convección exterior ( $h_{ext}$ )	100 W/m <sup>2</sup> K
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Velocidad del fluido ( $u$ )	Variable
Temperatura de entrada del fluido ( $T_{ent\ ref}$ )	32°C

Tabla 4.14.- Condiciones de las simulaciones de flujo interior en los codos.

A las pérdidas hidráulicas resultantes se les debe restar las propias de una directriz plana completa. Para tal simulación, lógicamente se han empleado los mismos parámetros (velocidades, espesores, temperaturas, etc.) que para el codo.

Se han tenido en cuenta tres geometrías diferentes, en las que se ha variado el espesor de los conductos ( $l_w = 5$  mm, 10 mm y 15 mm) sin apreciar diferencias notables. Para hallar el coeficiente de pérdidas singulares ( $\xi_{codo}$ ) se han llevado a cabo simulaciones a diferentes velocidades ( $u = 0,5$  m/s; 0,7 m/s y 2 m/s) para cada geometría. En cada caso se han obtenido unas pérdidas hidráulicas, que se han relacionado con la velocidad y con el coeficiente  $\xi_{codo}$  según la expresión (4.50). Tomando raíces cuadradas, se consigue:

$$\sqrt{\Delta P_{codo\ completo} - \Delta P_{tramo\ recto}} = \sqrt{\xi_{codo} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u} \quad (4.55)$$

Conocidos varios puntos (uno para cada velocidad, junto con el origen), se extrae la recta de regresión lineal que los une. De su pendiente, se despeja el coeficiente  $\xi_{codo}$  como:

$$\xi_{codo} = \frac{2 \cdot pendiente^2}{\rho} \quad (4.56)$$

Los detalles del cálculo de cada coeficiente se pueden consultar en el anexo 11.8.- (pág. 150). Los resultados resumidos se muestran a continuación (Tabla 4.15):

$l_w$ [mm]	$\xi_{codo}$	$R^2$
5	3,45	0,998
10	3,53	0,9994
15	3,4	0,9996

Tabla 4.15.- Cálculo del coeficiente de pérdidas singulares en los codos.

De acuerdo con Idelchik [14], el valor del coeficiente debería ser  $\xi_{codo} = 3,6$  para una sección de paso de codo igual a la de entrada y a la de salida ( $l_w = l_z$ ). En todos los casos, la simulación arroja valores menores, pero la diferencia es muy pequeña (el error medio cometido es  $\varepsilon = 4,0\%$ ). Por lo tanto, el resultado se considera válido.

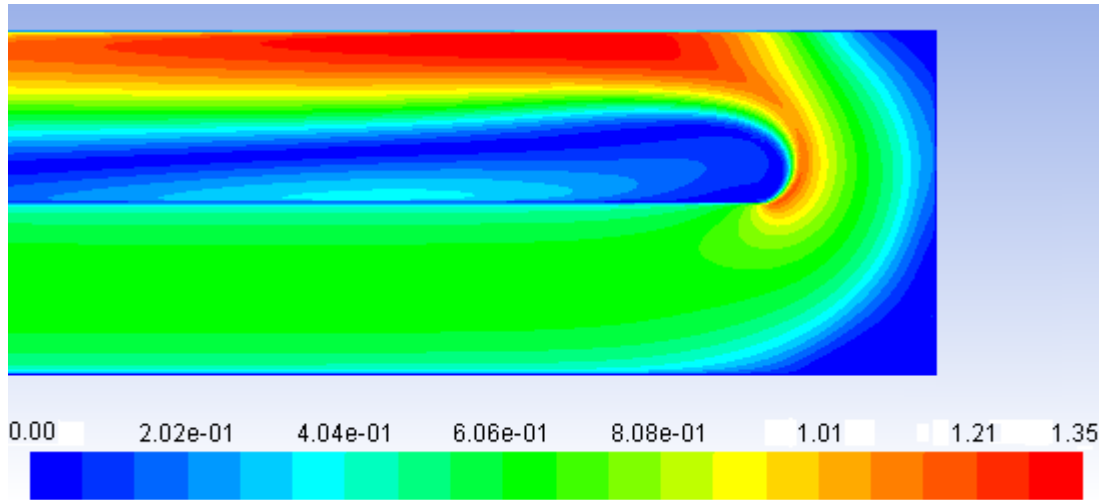


Figura 4.28.- Contornos de velocidad [m/s] en la zona del codo.

En la Figura 4.28 se muestran los contornos de velocidad en la zona del codo. La corriente es incapaz de seguir una geometría tan cerrada y es proyectada contra la pared externa, mientras que en la interna se forma un vórtice. Idelchik [14] propone el uso de directrices en los codos para reconducir el flujo y disminuir las pérdidas originadas. Por desgracia no resulta una solución interesante por motivos económicos y constructivos.

#### 4.3.3.2.- Coeficiente de convección interior

Por otro lado, se puede comprobar que el incremento de la turbulencia generado por el codo aumenta el coeficiente de convección. A continuación, se comparan los valores obtenidos en el codo de  $l_w = 10$  mm con los correspondientes a un tramo recto de las mismas dimensiones, para una velocidad del agua  $u = 0,5$  m/s:

$$\begin{cases} h_{int\ codo} = 3748 \frac{W}{m^2K} \\ h_{int\ tramo\ recto} = 3534 \frac{W}{m^2K} \end{cases}$$

El aumento del valor del coeficiente de convección es pequeño (un 6,1%), lo que justifica que haya sido despreciado en los cálculos.

#### 4.3.3.3.- Limitaciones

El modelo CFD adolece de las siguientes limitaciones:

- Simplificación geométrica. Se han supuesto unos codos de sección rectangular. Sin embargo, en la práctica, la geometría será algo diferente.
- Uso de una sección media de los codos.



- Suposición del coeficiente de convección exterior. Esta simplificación tiene una importancia menor, pues el propósito principal era el cálculo de las pérdidas hidráulicas, no de la transmisión de calor.

### 4.3.4.- Flujo exterior sin aletas

#### 4.3.4.1.- Aspectos generales

Se analizan las características del flujo desde un punto de vista de la transmisión de calor y de las pérdidas aerodinámicas. Se deben tener en cuenta todas las situaciones posibles: la corriente de aire puede llegar torsionada o axial y la directriz puede tener una forma plana o elíptica, lo que se traduce en 4 casos de estudio. Sin embargo, se comprueba que solo un aspecto es crítico en cada disposición: cuando se tiene una corriente axial (aire pasa antes por las directrices que por el rodete), el coeficiente de convección y las pérdidas aerodinámicas son pequeñas y, con una corriente torsionada, ocurre lo contrario. Por tanto, se deberá analizar con profundidad el coeficiente de convección en el primer caso y las pérdidas aerodinámicas en el segundo.

En la bibliografía se han encontrado algunos trabajos que pueden servir para calibrar los modelos. Se dispone de correlaciones para coeficientes de convección de una corriente de aire pasando junto a una placa plana [3], así como de los coeficientes de arrastre y sustentación de una placa inclinada [34] y un perfil elíptico [35]. Los resultados se discuten más adelante.

Se puede suponer que el flujo no experimenta demasiadas variaciones en la dirección radial y, dado que no se considera el uso de aletas, se elige un dominio bidimensional (en un plano axial-circunferencial, Figura 4.29). Presenta una gran ventaja: su bajo coste computacional, lo que permite refinar la malla en la zona de la pared sin ralentizar excesivamente el proceso de cálculo. Como contrapartida, se debe considerar una sección media de la directriz y, por lo tanto, se desprecian los efectos del núcleo y de la envolvente (aminoran la velocidad de la corriente de aire por la condición de adherencia). En cualquier caso, resultaría computacionalmente inabordable considerar un dominio que abarcase toda la longitud radial de la directriz. Lógicamente, tampoco es posible simular el comportamiento del flujo en el rodete, por lo que se tomará una condición de velocidad en la entrada con un ángulo  $\gamma = 31,5^\circ$ . Este dato de torsión del flujo se debe aplicar a una sección que no corresponde exactamente con el radio medio, sino que sigue la expresión:

$$R_{tor} = \frac{D_{tor}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{D_{hub}^2 + D_{env}^2}{2}} = 1621 \text{ mm} \quad (4.57)$$

En los laterales, se fijan condiciones de periodicidad, de modo que se simule la influencia del resto de directrices sobre aquella que se está estudiando. En la salida (*outlet*), se fija una condición de presión estática nula. La longitud del dominio aguas arriba de la directriz viene dada por la construcción del ventilador (pág. 138), mientras que, aguas abajo, se toma una

longitud tal que no afecte a los resultados. Se ha comprobado que dicha dimensión se puede considerar unas tres veces el largo de la directriz (Figura 4.30 - *a*).

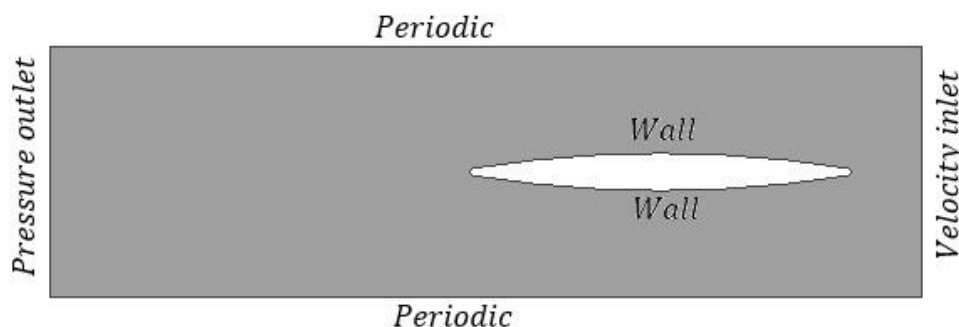


Figura 4.29.- Condiciones de contorno impuestas en las simulaciones de flujo exterior sin aletas. Dimensiones no escaladas.

La directriz propiamente dicha no se incluye en el dominio, sino que se representa únicamente las paredes (*wall*) en contacto con el aire. Al tratarse de un dominio bidimensional, no es posible modelar el movimiento del flujo de agua en el interior, por lo que se opta por fijar una temperatura de pared. Puesto que la conductividad de éstas es muy alta y su espesor muy fino, la resistencia de conducción es despreciable frente a la de convección, de modo que el salto térmico que se produciría en la pared resulta insignificante frente al que existe entre ésta y el aire alrededor de la directriz.

Se ha elegido por un mallado mixto: estructurado lejos de las paredes y desestructurado, formado por elementos triangulares, en las zonas más próximas a la directriz (Figura 4.30 - *b*). No obstante, se ha mantenido una capa límite en contacto con las paredes formada por elementos rectangulares (22 celdas de espesor con 0,04 mm de altura de la primera celda y una tasa de crecimiento de 1,2).

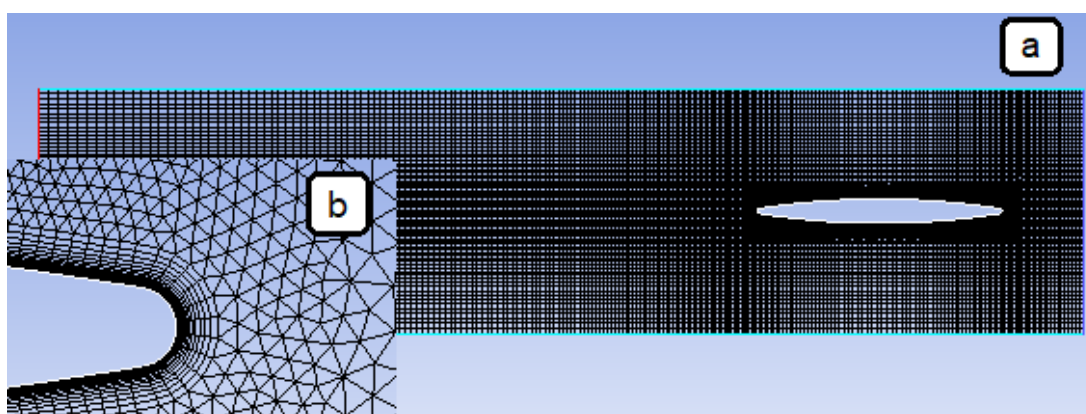


Figura 4.30.- Mallado empleado en las simulaciones de flujo exterior sin aletas (*a*: dominio completo, *b*: detalle del borde de ataque de la directriz).

Se ha realizado un análisis de sensibilidad con diferentes tamaños de celda para una directriz plana, que se puede consultar en el anexo 11.7.3.- (pág. 146). Por similitud geométrica, sus resultados se han aplicado también a las directrices elípticas. Los indicadores de calidad varían, como es de esperar, de una malla a otra, pero todos ellos dentro de unos márgenes

admisibles. En la Tabla 4.16 se presenta una muestra de algunas mallas. Se aprecia una mayor calidad en aquéllas correspondientes a la directriz plana.

Malla	Calidad ortogonal	Skewness	Aspect ratio
D.E. convencional	0,384	0,615	205
D.E. (1500-150)	0,394	0,353	154
D.P. (1000-16)	0,447	0,282	137
D.P. (1500-16)	0,428	0,395	154

Tabla 4.16.- Parámetros de calidad de las mallas para flujo exterior sin aletas. D.E.=Directriz Elíptica. D.P.=Directriz plana (Longitud-Anchura).

Por último, antes de discutir los resultados de pérdidas aerodinámicas y de transmisión de calor, se muestran las condiciones bajo las que se han llevado a cabo las simulaciones (Tabla 4.17):

Tipo de directriz	Plana/elíptica
Longitud de directriz ( $a$ )	Variable
Anchura de directriz	Variable
Rugosidad ( $rug$ )	Paredes lisas
Tipo de flujo	Axial/torsionado
Velocidad axial del aire ( $u_x$ )	41,74 m/s
Velocidad tangencial del aire ( $u_\theta$ ) en flujo torsionado	25,56 m/s
Velocidad tangencial del aire ( $u_\theta$ ) en flujo axial	0 m/s
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de pared ( $T_w$ )	30,5°C

Tabla 4.17.- Condiciones de las simulaciones de flujo exterior sin aletas.

#### 4.3.4.2.- Pérdidas aerodinámicas

A continuación, se procede a validar los modelos CFD en base a resultados externos. Para las pérdidas aerodinámicas se emplearán valores de coeficientes de arrastre encontrados en la bibliografía.





Elliptical cylinder:		Laminar	Turbulent
1:1 →		1.2	0.3
2:1 →		0.6	0.2
4:1 →		0.35	0.15
8:1 →		0.25	0.1

Figura 4.31.- Coeficientes de arrastre ( $C_D$ ) para diferentes perfiles [35].



De acuerdo con la Figura 4.31, el coeficiente de arrastre de un perfil elíptico de ratio longitud-anchura de 8:1 es aproximadamente 0,1 en régimen turbulento con flujo axial. Se elabora una simulación con los parámetros de la Tabla 4.18:

Tipo de perfil	Cilindro elíptico
Longitud del perfil	1000 mm
Anchura del perfil	125 mm
Velocidad del aire (axial)	41,74 m/s
Densidad del aire	1,2 kg/m <sup>3</sup>

Tabla 4.18. Condiciones de la simulación de flujo exterior para comprobación de  $C_D$  en cilindro elíptico.

De la simulación en Fluent se extrae una fuerza en el eje axial de  $F_x = 14,7$  N. Se aplica la definición del coeficiente de arrastre (por unidad de longitud en la dirección radial):

$$C_D = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \cdot \rho_{aire} \cdot A_{frontal} \cdot u^2} \quad (4.58)$$

Se obtiene un  $C_D = 0,112$ , lo que supone un error de un 12%. Por tanto, el modelo se considera válido y aplicable a las directrices del ventilador, dada la similitud geométrica (ratio 10:1 en lugar de 8:1).

Para las directrices planas con flujo torsionado, se recurre a los resultados de coeficientes de arrastre de placas planas inclinadas [34]. Se emplea una geometría de directriz de 1500x440 mm con flujo torsionado (41,74 m/s de velocidad axial y 25,56 m/s de velocidad circunferencial). La simulación arroja una  $F_x = 1,36$  N y una  $F_\theta = 1022$  N. Se aplica la expresión (4.59) y se obtienen los valores de la Tabla 4.19. El modelo se considera validado.

Coeficiente	Valor simulación	Valor experimental	Error
$C_D$	0,475	0,5	5%
$C_L$	0,77	0,7	10%

Tabla 4.19. Comparación de resultados de coeficientes aerodinámicos para placas inclinadas.

Una vez se ha comprobado que los modelos CFD funcionan correctamente, se llevan a cabo las simulaciones que atañen al intercambiador. Se espera que las pérdidas sean mayores con flujo torsionado que con flujo axial. De la misma manera, el rendimiento aerodinámico debería ser menor con directrices elípticas que con directrices planas. Para llevar a cabo las comparaciones, se toman como base las pérdidas impuestas por una directriz elíptica convencional empleada hasta la fecha en Zitrón (Tabla 4.20).

Tipo de flujo	$\Delta P$ [Pa]
Flujo axial	6,6
Flujo torsionado	297

Tabla 4.20. Caída de presión para directrices elípticas convencionales (7 directrices).

La gran diferencia encontrada en los resultados se debe a que, en flujo torsionado, la directriz ofrece una mayor superficie frontal al paso del aire y a que el flujo es incapaz de seguir el contorno de la directriz y forma vórtices (lo que origina pérdidas por desprendimiento de forma), tal y como puede observarse en la Figura 4.32.

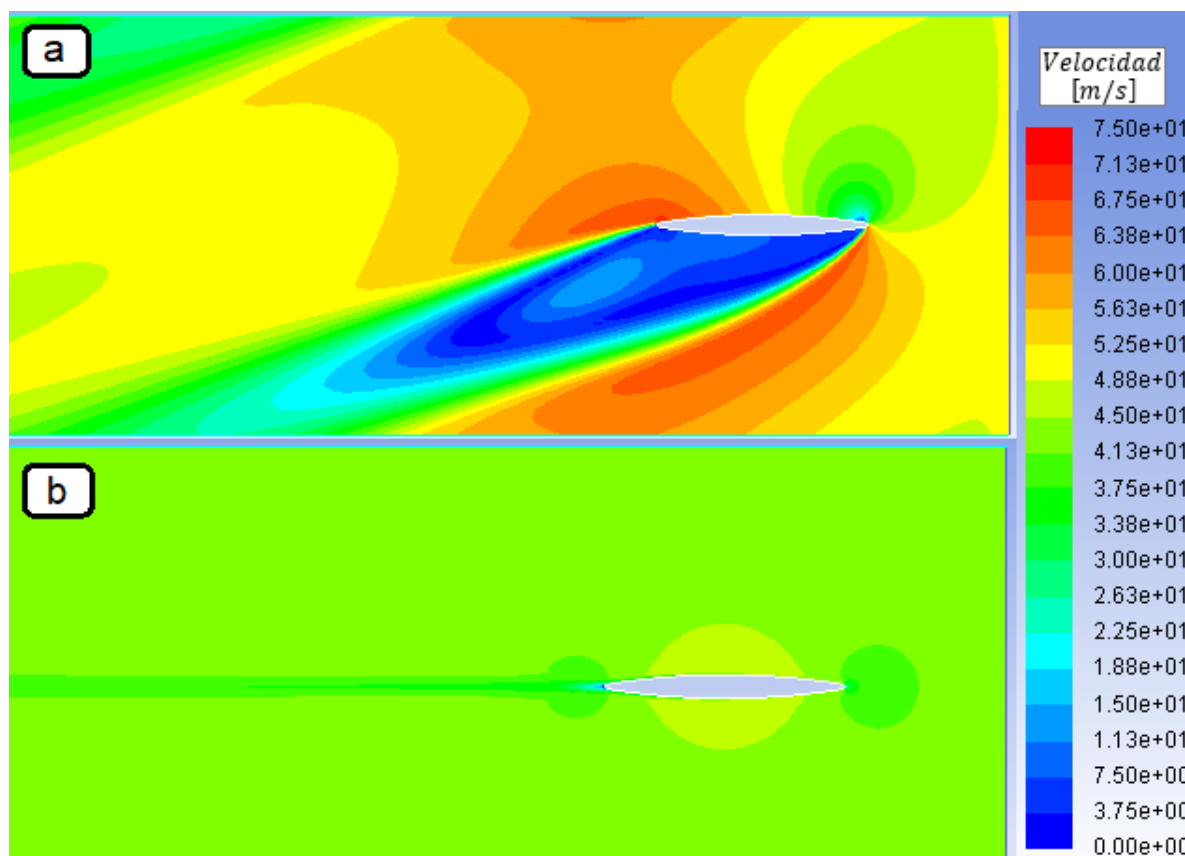


Figura 4.32.- Contornos de velocidad para flujo exterior torsionado (a) y axial (b).

El uso de directrices planas disminuye enormemente las prestaciones aerodinámicas, como puede apreciarse en la Tabla 4.21:

Tipo de flujo	Nº de directrices	$\Delta P$ [Pa]
Torsionado	5	421
Axial	5	14,3
Torsionado	7	409
Axial	7	20,3

Tabla 4.21. Caída de presión para directrices planas (longitud: 1500 mm, anchura: 16 mm).



Ante un flujo axial, se aprecia una gran diferencia (30,0%) entre las pérdidas con 5 y con 7 directrices, incrementándose con el número de éstas. Dicho resultado se explica fácilmente pues, a mayor número de guías, menor es la sección libre de paso del aire y la resistencia aumenta. En cambio, para el caso de una corriente torsionada, el efecto se invierte: las pérdidas son un 3,0% más altas con 5 directrices que con 7. Esto se explica porque, al disponer de un número elevado de guías, el flujo pierde gran parte de la componente tangencial, lo que se traduce en una menor área frontal y en un menor desprendimiento de forma.

A continuación, se analiza la influencia de la longitud de la directriz en la aerodinámica del ventilador. En la Tabla 4.22 se comparan los resultados obtenidos con directrices de distintas longitudes (1000 mm y 1500 mm) conservando el espesor (16 mm).

Tipo de flujo	Longitud [mm]	$\Delta P$ [Pa]
Torsionado	1000	416
Axial	1000	11,4
Torsionado	1500	421
Axial	1500	14,3
Torsionado	2000	413
Axial	2000	17,1

Tabla 4.22. Caída de presión para directrices elípticas (anchura: 16 mm, 5 directrices).

Como era de esperar, en general se aprecian menores pérdidas para la directriz más corta. Sin embargo, comparando entre 1000 mm y 1500 mm, en un flujo axial, la disminución (25%) es aproximadamente proporcional a la variación en la longitud (33%), mientras que en un flujo torsionado las diferencias son mínimas (1,2%). En el primer caso, las pérdidas se deben a la fricción (proporcional a la superficie de contacto), pero en el segundo caso, vienen explicadas por el desprendimiento, sobre el que influye el grado de torsión del flujo, dependiendo de la capacidad de guiado de las directrices (mayor al incrementar su longitud). En la directriz de 2 m, se revierte el efecto hasta el punto de disminuir las pérdidas con flujo torsionado.

Por último, se analiza la influencia de la anchura de las directrices para flujo axial (Tabla 4.23). Nuevamente, este parámetro no afecta a los resultados cuando la corriente está torsionada.

Anchura [mm]	$\Delta P$ [Pa]
11	16,0
16	17,1
21	18,1
26	19,0

Tabla 4.23. Caída de presión para directrices planas (longitud: 2000 mm, 5 directrices, flujo axial).

Se observa que la dependencia entre ambas variables es casi lineal, ajustándose con la siguiente recta de regresión ( $R^2 = 0,998$ ):





$$\Delta P \text{ [Pa]} = 13,85 + 0,2 \cdot \text{Anchura [mm]} \quad (4.59)$$

Los resultados obtenidos para una directriz plana se deben comparar con aquéllos correspondientes a una directriz elíptica (Tabla 4.24).

Tipo de flujo	$\Delta P_{plana}$ [Pa]	$\Delta P_{elip}$ [Pa]
Flujo torsionado	409	332
Flujo axial	20,3	30,9

Tabla 4.24. Caída de presión para directrices planas y elípticas (longitud: 1500 mm).

Con flujo torsionado (condición más desfavorable), las pérdidas aerodinámicas son sensiblemente menores para la directriz elíptica, por lo que resulta una solución más interesante desde el punto de vista del rendimiento del ventilador. Sin embargo, la fabricación también resulta algo más complicada a priori. Para un flujo axial, las pérdidas son más altas, lo que se explica atendiendo a la mayor área frontal expuesta al flujo (anchura máxima de 150 mm).

#### 4.3.4.3.- Coeficiente de convección exterior

En la bibliografía [3] se dispone de correlaciones de coeficientes de convección para una corriente pasando alrededor de una placa plana. En la Tabla 4.25, se comprueban los resultados obtenidos al aplicar la correlación número 12 (pág. 47), usada en el código de Matlab para flujo turbulento, con las simulaciones del flujo axial alrededor de una directriz plana (llevadas a cabo bajo las condiciones de la Tabla 4.17 y manteniendo la anchura del perfil en 16 mm).

Longitud [mm]	Nº de directrices	$h_{correlación} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{simulación} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	Error
1000	5	109,5	108,7	0,74%
1500	5	100,4	99,8	0,60%
2000	5	94,5	94,5	0,00%
1000	7	109,5	108,9	0,51%
1500	7	100,4	100,4	0,04%
2000	7	94,5	95,1	0,64%

Tabla 4.25. Comparación de los valores de los coeficientes de convección exterior en flujo axial alrededor de una placa plana.

Se validan los resultados para las diferentes configuraciones de longitud y número de directrices. El error encontrado ha resultado sorprendentemente pequeño ( $\varepsilon < 1\%$ ). Por similitud geométrica, darán por buenos los modelos de directriz elíptica con flujo axial.

Solo se ha tenido en cuenta en cuenta el flujo axial, pues no se han encontrado correlaciones en la bibliografía para la convección en placas inclinadas. Sin embargo, como ya se ha comentado, ésta es la condición más restrictiva, dado que con flujo torsionado la directriz es capaz de disipar una mayor cantidad de calor.

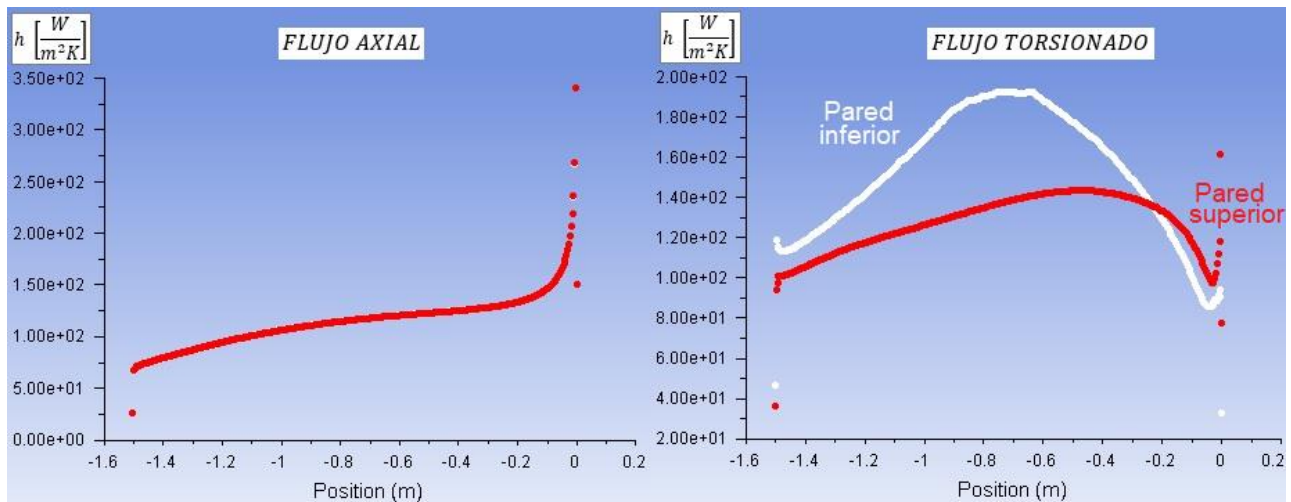


Figura 4.33.- Evolución del coeficiente de convección a lo largo de una directriz elíptica (longitud: 1500 mm) para flujo axial (*izqda.*) y torsionado (*dcha.*).

En la Figura 4.33 se muestra la evolución del coeficiente de película a lo largo de la directriz, donde la corriente de aire avanza con un sentido de derecha a izquierda. Para el flujo axial (*izqda.*), se aprecia claramente la importancia de los efectos de entrada (la transmisión de calor es muy importante en el tramo inicial, pero decae rápidamente). Puesto que las caras superior e inferior de la directriz están bañadas por el flujo de una manera idéntica, los coeficientes de convección son los mismos para cada posición axial y la curva roja se superpone sobre la blanca.

En cambio, en una situación de flujo torsionado (*dcha.*), el coeficiente de convección es mínimo en el punto de estancamiento y crece a medida que se acelera la corriente por la cara expuesta, para luego volver a disminuir. Curiosamente, este parámetro llega a ser más elevado en la cara “en sombra”, debido probablemente a la mayor turbulencia que presenta el flujo. Tomando valores promedios a lo largo de la directriz, se encuentra que el coeficiente de convección es mayor con una corriente torsionada ( $139,9 \frac{W}{m^2K}$  frente a  $115,7 \frac{W}{m^2K}$ ).

Algo similar ocurre cuando se emplean directrices planas (Figura 4.34) aunque, en este caso, la disipación de calor a lo largo de la cara inferior es menor. El coeficiente de película promedio es  $125,6 \frac{W}{m^2K}$  con flujo torsionado frente a los  $100,4 \frac{W}{m^2K}$  del flujo axial. La convección resulta menos eficiente en este caso.

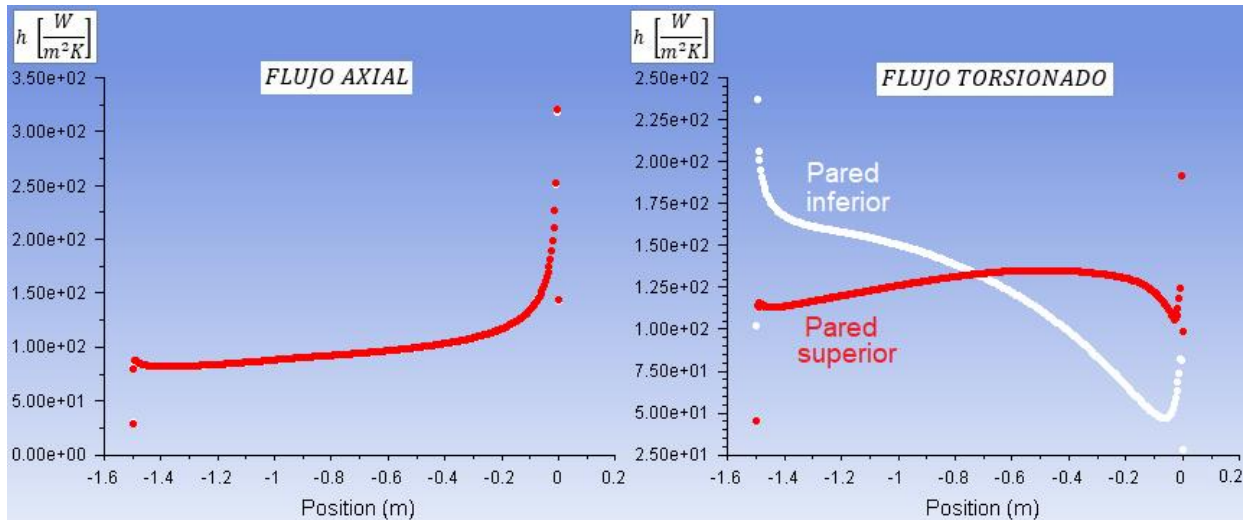


Figura 4.34.- Evolución del coeficiente de convección a lo largo de una directriz plana (longitud: 1500 mm) para flujo axial (*izqda.*) y torsionado (*dcha.*).

#### 4.3.4.4.- Limitaciones de los modelos

Se ha recurrido a las siguientes simplificaciones en los modelos CFD:

- Dominio bidimensional (sección media de las directrices). Se desprecia la curvatura real del problema y los efectos de la envolvente y del núcleo.
- Consideración de una velocidad constante y uniforme en la entrada (no se modela el rodete).
- Suposición de la temperatura en la pared para el cálculo del coeficiente de convección.
- Consideración de paredes lisas.

### 4.3.5.- Flujo exterior con aletas

#### 4.3.5.1.- Aspectos generales

En esta ocasión se empleará un dominio diferente dependiendo del tipo de flujo. Con un flujo axial es posible aplicar ciertas simplificaciones que no se pueden asumir con un flujo torsionado. Esto disminuye enormemente el coste computacional y permite simular una gran cantidad de configuraciones, pero se traducirá en un hándicap en los resultados, pues las pérdidas aerodinámicas no serán reales. No obstante, es un problema menor ya que, como se ha visto anteriormente, el rendimiento aerodinámico solamente es crítico con flujo torsionado.

#### 4.3.5.2.- Flujo axial

Se han construido dominios acordes con la Figura 4.36. Se tiene una condición de velocidad en la entrada y una condición de presión en la salida. En las caras superior e inferior se han impuesto restricciones de periodicidad y, en el lateral opuesto a la directriz, de simetría. La directriz propiamente dicha se ha representado mediante una pared (*wall*). La región de la aleta (rojo) se ha incluido con un sólido a través del cual se tendrá una conducción desde la pared de la directriz, donde se impone una condición de temperatura. Los valores del resto de paredes de la aleta serán resultado de la propia simulación (*coupled walls*).

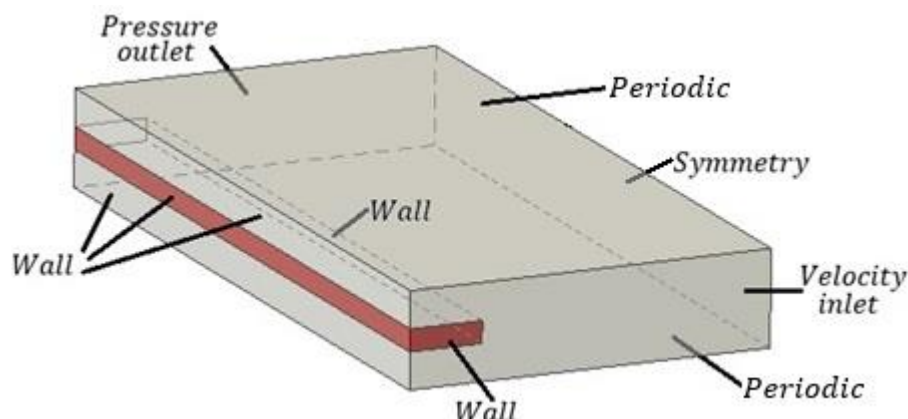


Figura 4.35.- Condiciones de contorno impuestas en las simulaciones de flujo externo axial con aletas. Dimensiones no escaladas.

El dominio así definido no permite evaluar la caída de presión debida al arrastre de forma originado por la aleta ni por la directriz (la región del aire y del sólido tienen la misma longitud). Sin embargo, es esperable que las pérdidas aerodinámicas en este caso se deban principalmente a la fricción con las paredes (la región sólida es muy larga y esbelta). En cualquier caso, las simulaciones se emplearán para determinar el coeficiente de convección, donde las limitaciones del dominio son mucho menores: se despreciará un ligero efecto acelerador causado por la aleta, pero se trabajará en el lado de la seguridad (criterio conservador).

Las simulaciones se realizarán empleando las condiciones de la Tabla 4.26. Posteriormente, se variarán algunos parámetros, que se indicarán expresamente.

Tipo de directriz	Plana/elíptica
Longitud de directriz	Variable
Longitud de aleta	Variable
Espaciado entre aletas ( <i>gap</i> )	Variable
Anchura de aleta	2 mm
Rugosidad ( <i>rug</i> )	Paredes lisas
Tipo de flujo	Axial
Velocidad del aire ( <i>u</i> )	41,74 m/s
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de pared ( $T_w$ )	30,5°C
Material de la aleta	Acero

Tabla 4.26. Condiciones de las simulaciones de flujo exterior axial con aletas.

Los parámetros de calidad de la malla son óptimos para las directrices planas y excelentes para la directriz elíptica, como puede apreciarse en la Tabla 4.27. En ella se muestran los valores de un caso concreto, pero apenas presentan variaciones entre mallas. El análisis de sensibilidad se puede consultar en los anexos 11.7.4.- y 11.7.5.- (pág. 147 y pág. 149 respectivamente).



Tipo de directriz	Calidad ortogonal	Skewness	Aspect ratio
Plana	1,00	0,00	55,3
Elíptica	0,96	0,04	40,6

Tabla 4.27. Parámetros de calidad del mallado para flujo exterior axial con aletas. Longitud de directriz: 1500 mm, longitud de aleta: 30 mm, *gap*: 40 mm.

A continuación, se procede a discutir los valores del coeficiente de convección obtenidos en Fluent en función de diferentes parámetros de estudio (longitud de directriz, de aleta y espaciado entre aletas). Con el objetivo de realizar las comparaciones pertinentes, se han tenido en cuenta 9 tipos de aleta, variando su longitud y el *gap*:

- Longitudes de aleta: 10 mm – 20 mm – 30 mm.
- Espaciado entre aletas (*gap*): 20 mm – 40 mm – 80 mm.

Además, se han tomado dos longitudes de directriz (1000 mm y 1500 mm). Los coeficientes se han extraído distinguiendo entre aquéllos relativos a la base (directriz) y los relativos a la aleta, pues estos datos son necesarios por separado para realizar los cálculos en Matlab.

En la Figura 4.36 se comparan los coeficientes de película en la base para una directriz de 1500 mm elíptica (*izqda.*) y otra plana (*dcha.*) para distintos espaciados y longitudes de aleta. Se aprecia que la convección resulta más efectiva al aumentar el *gap* y, en menor medida, al disminuir la longitud de la aleta (si el *gap* es pequeño). Todo ello redonda en una menor área de transmisión de calor, por lo que no necesariamente se traduciría en una disipación de calor más eficaz.

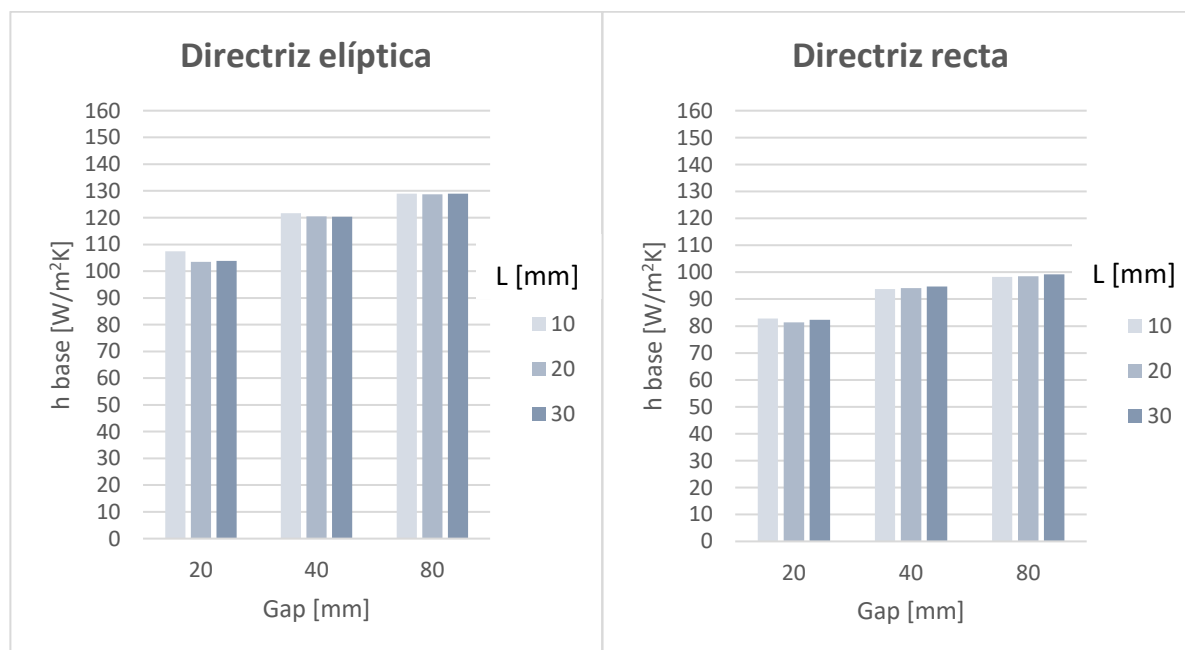


Figura 4.36.- Comparación de los coeficientes de película en la base obtenidos para distintos espaciados y longitudes de aletas, con directriz elíptica (*izqda.*) y recta (*dcha.*).

Los efectos anteriores pueden explicarse teniendo en cuenta que, al aumentar el espaciado, disminuye la resistencia aerodinámica en la zona de las aletas y, en consecuencia, el aire circulará a mayor velocidad entre ellas. Ratios longitud/*gap* muy elevados dificultan el paso del aire hasta el punto de que éste solo circula por el exterior, especialmente si la directriz es larga. En estos casos, en el último tramo se tiene una convección natural, muy poco efectiva. En la Figura 4.37 se muestra este fenómeno para una directriz de 2000 mm con aletas de 30 mm y un *gap* de solo 5 mm. Se ha representado el plano medio entre aletas, con la directriz ubicada en la zona superior y la corriente de aire entrando por la derecha. Se observa que, en el tramo inicial, se tiene una velocidad entre aletas considerable (color rojo intenso), pero el flujo se desvía rápidamente al exterior y, en el último tramo, la velocidad es nula (color azul oscuro).

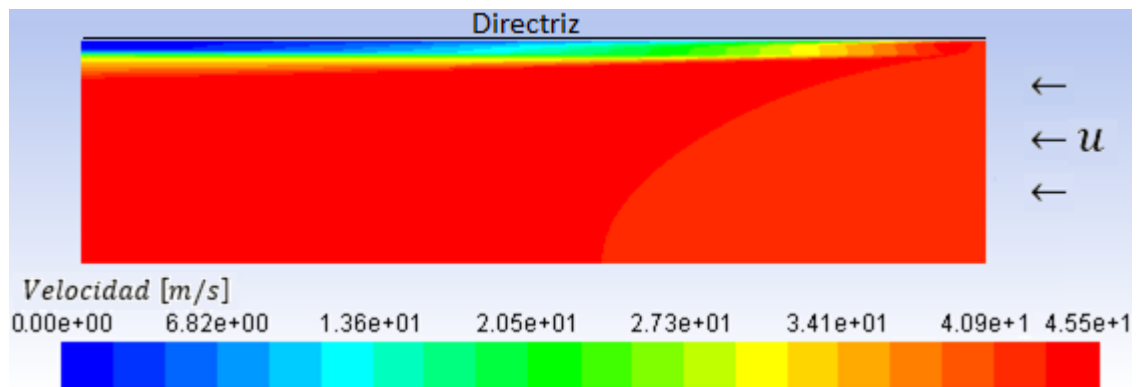


Figura 4.37.- Contornos de velocidad en el plano medio entre aletas para una longitud de aleta de 30 mm y un *gap* de 5 mm.

Por otro lado, en la Figura 4.36 se aprecia que los valores del coeficiente de convección son más altos para la directriz elíptica que para la directriz recta (como ya se había visto en el caso de las configuraciones sin aletas). La explicación de este efecto se debe a que, en el primer caso, el flujo no es completamente paralelo a la superficie de la directriz y ésta lo deflecta.

En la Figura 4.38 se muestran los valores de los coeficientes de película promedios en la zona de la aleta, bajo las mismas condiciones de antes. Nuevamente, se observa una proporcionalidad positiva respecto al *gap*, pero mucho menor que para el coeficiente en la base. De hecho, solo se aprecian diferencias marcadas cuando el *gap* más pequeño (ej: 5 mm). Otro rasgo interesante radica en el aumento del coeficiente de convección con la longitud de la aleta. A mayor longitud, la distancia media a la pared de la directriz es mayor y, en consecuencia, su influencia sobre el flujo será más pequeña (el aire circulará más rápido). Por otro lado, se vuelve a observar que la convección es más eficaz en las directrices elípticas, aunque esta vez las diferencias son más abultadas.

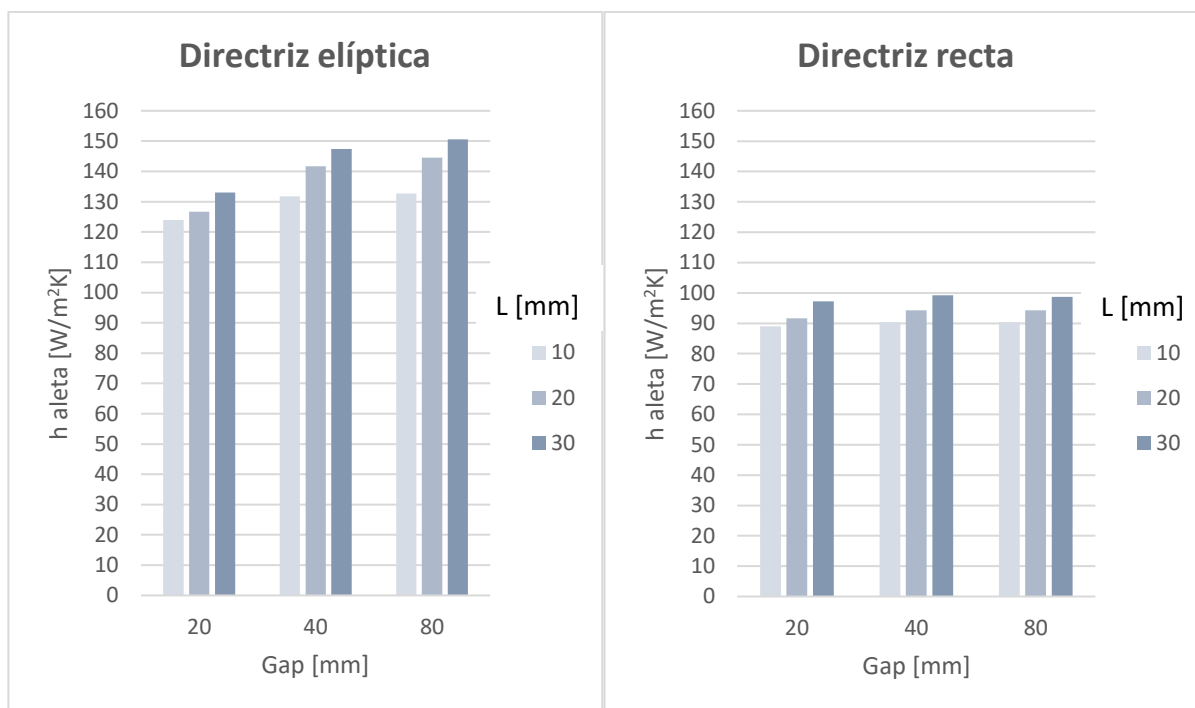


Figura 4.38.- Comparación de los coeficientes de película en la aleta obtenidos para distintos espaciados y longitudes de aletas, con directriz elíptica (*izqda.*) y recta (*dcha.*).

Para determinar la influencia de la longitud de la directriz se han elaborado dominios con diferentes dimensiones axiales. Para las directrices planas se ha tomado un dominio de 2000 mm y otro de 1000 mm y se ha representado el coeficiente de convección a lo largo de una línea en la base, otra en el lateral de la aleta y otra en el extremo (Figura 4.39). Se ha comprobado que no es necesario realizar diferentes simulaciones para cada longitud, sino que basta con promediar los valores de una misma simulación en el tramo que interese estudiar.

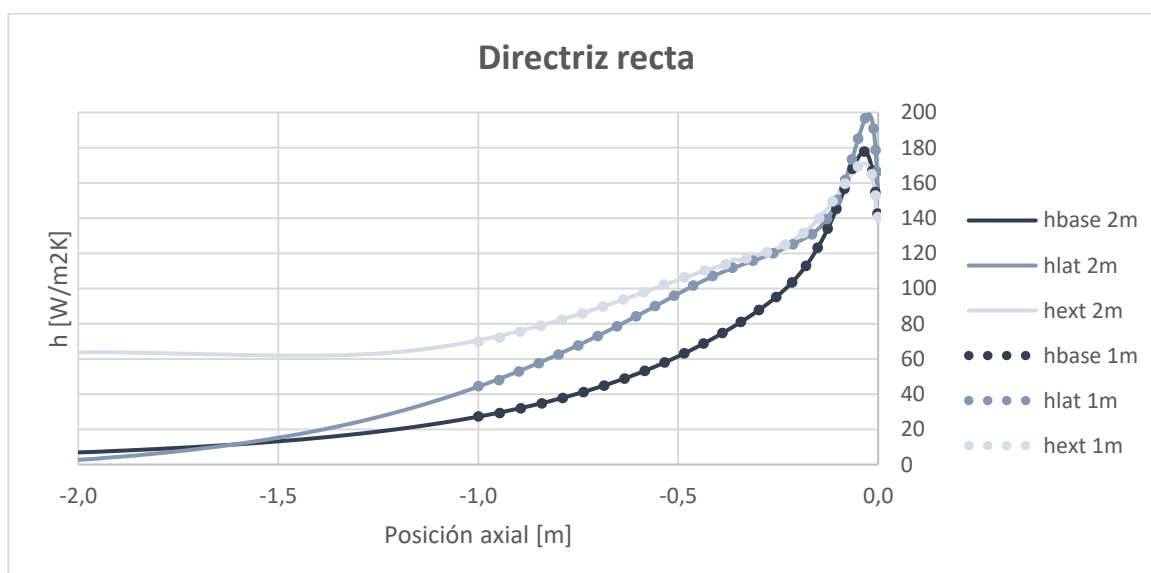


Figura 4.39.- Comparación de resultados para dominios de diferente dimensión axial en una directriz recta (longitud de aleta: 30 mm, *gap*: 10 mm).



En la misma figura se puede ver también la importancia de los efectos de entrada en la transmisión de calor, de forma similar a lo que sucedía con la directriz sin aletas (Figura 4.34, *izqda.*). Analizando por zonas, se aprecia un valor más elevado en el lateral de la aleta al comienzo (el flujo se acelera entre las aletas), pero disminuye rápidamente porque la corriente se mueve al exterior de la directriz y, por ende, únicamente se conserva un valor razonable en la punta de la aleta. En conclusión, aumentar la longitud de la directriz no mejora significativamente la transmisión de calor para la configuración de aletas representada.

Con las directrices elípticas, debido a su geometría, no es posible aprovechar la misma simulación para sacar resultados con distintas longitudes. Por lo tanto, se han simulado únicamente dominios de 1000 mm y de 1500 mm, cuyos resultados se comparan en la Figura 4.40. Se distingue un ligero incremento en el coeficiente de convección para la directriz más corta.

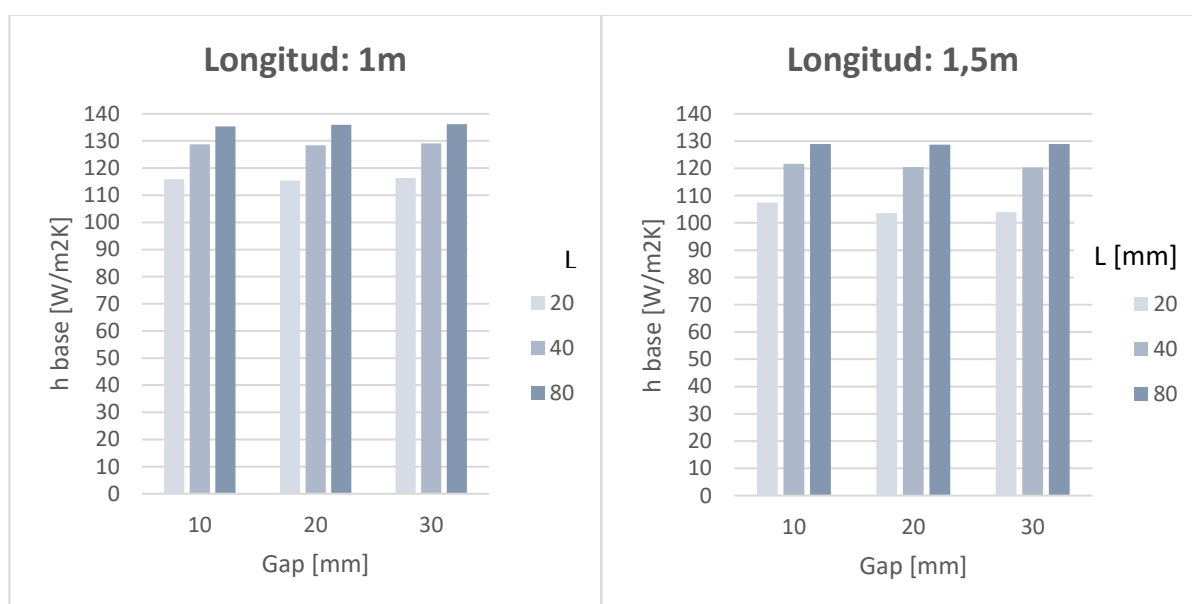


Figura 4.40.- Comparación de coeficientes de convección en la base para dominios de diferente dimensión axial en una directriz elíptica.

Seguidamente, se estudia la importancia de otros parámetros no geométricos. En la Tabla 4.28, se evalúa la influencia del material de la aleta (acero inoxidable de conductividad 16,3 W/mK frente a aluminio de conductividad 202 W/mK). Se aprecian valores ligeramente más elevados para el material de menor conductividad (acero) pero, en cualquier caso, las diferencias no son excesivas (un 11% para el coeficiente de convección en la base y un 1,4% en la aleta, más determinante en el desempeño del intercambiador).





Coefficiente	Acero inoxidable	Aluminio	Diferencia
$h_{base} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	54	49	11%
$h_{aleta} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	72	71	1,4%

Tabla 4.28. Comparación entre aletas de acero inoxidable y de aluminio. Directriz de 2 m con aletas de 10 mm y *gap* de 10 mm.

En la Tabla 4.29, se analiza la influencia de la temperatura ambiente variando entre 20°C (temperatura estándar) y 30°C (temperatura máxima considerada en el proyecto). Se emplean directrices elípticas (1,5 m) y planas (2 m) con aletas de 20 mm separadas 40 mm. Los coeficientes de convección son ligeramente más pequeños al aumentar la temperatura de entrada del aire, lo que disminuye el salto de temperatura respecto a la pared. Nuevamente, las diferencias no son significativas (< 3%).

Directriz	20°C		30°C		Diferencia $h_{base}$	Diferencia $h_{aleta}$
	$h_{base} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{aleta} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{base} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{aleta} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$		
Plana	93	95	91	94	2,2%	1,1%
Elíptica	117	138	115	134	1,7%	2,9%

Tabla 4.29. Comparación entre temperatura ambiente de 20°C y de 30 °C. Aletas de 20 mm con *gap* de 40 mm.

Por otro lado, se tiene en cuenta la influencia de la velocidad del aire en la transmisión de calor (Figura 4.41). Cada velocidad se correspondería con diferentes puntos de funcionamiento del ventilador.

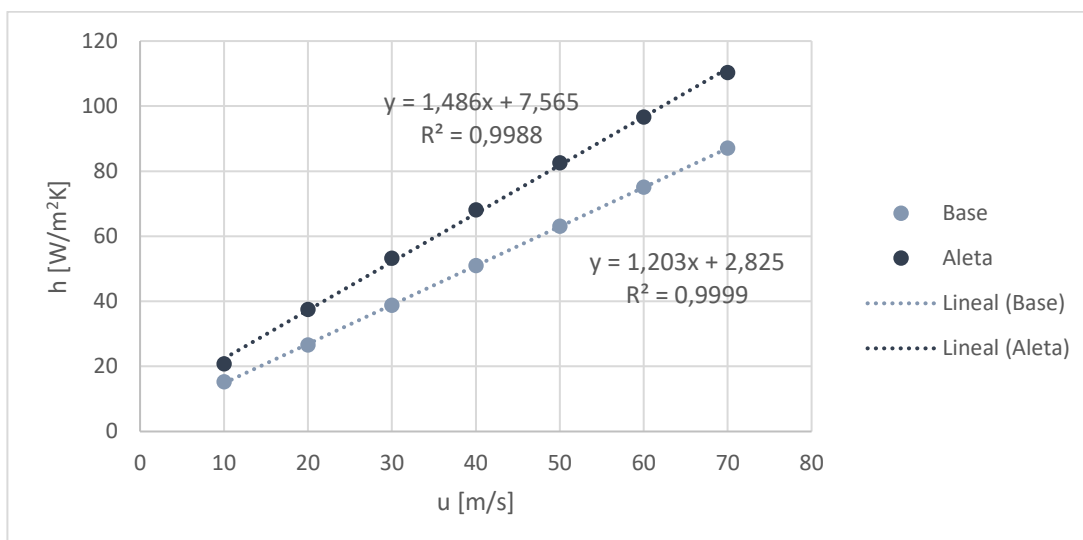


Figura 4.41.- Influencia de la velocidad del aire en los coeficientes de convección para aletas de 10 mm separadas 10 mm. Directriz plana de 2 m.



Se aprecia una dependencia lineal del coeficiente de convección con la velocidad del aire. De modo tentativo, se emplearán estas mismas relaciones para otros tipos de aletas cuando, en Matlab, se evalúe la influencia de aumentar el caudal del ventilador.

Para finalizar con la transmisión de calor, en la Figura 4.42 se han representado los contornos de temperatura de una directriz plana y otra elíptica. Se aprecia cómo disminuye el nivel térmico a lo largo de la aleta, especialmente en las zonas donde el coeficiente de película es mayor.

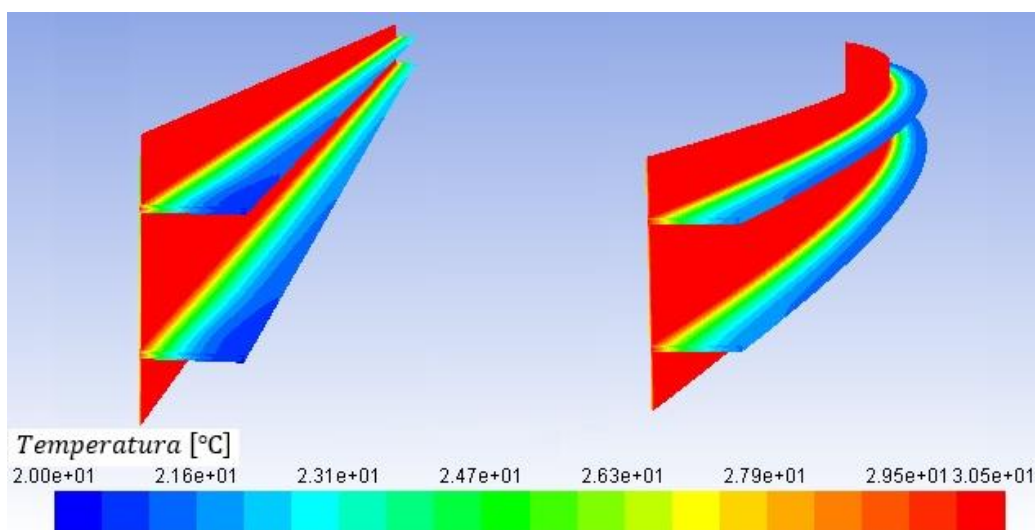


Figura 4.42.- Contornos de temperatura de dos aletas para una directriz plana (*izqda.*) y otra elíptica (*dcha.*). Longitud de directriz: 1500 mm, longitud de aleta: 30 mm, *gap*: 40 mm.

Con intención meramente orientativa (debido a las limitaciones de los dominios comentadas anteriormente), se muestran las pérdidas aerodinámicas impuestas por las directrices en función de la geometría de las aletas para una longitud de 1500 mm.

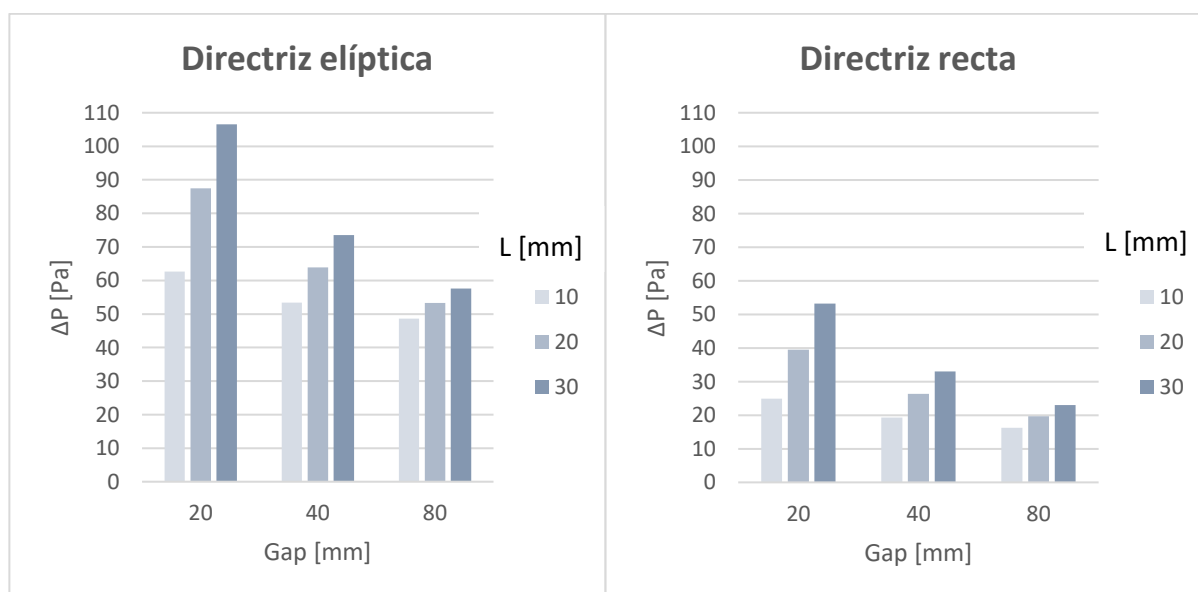


Figura 4.43.- Comparación de coeficientes de las pérdidas aerodinámicas en una directriz elíptica y otra plana en función de la geometría de la aleta (longitud: 1500 mm).

Como era de esperar, la directriz elíptica, cuya área frontal es mayor en flujo axial, presenta una caída de presión más elevada. También se ve que, al incrementar la superficie de contacto (ya sea disminuyendo el *gap* o aumentando la longitud de la aleta) las pérdidas aerodinámicas crecen.

#### 4.3.5.3.- Flujo torsionado

Con el fin de sortear las limitaciones anteriores y poder evaluar las pérdidas aerodinámicas de la directriz aleteada, se ha construido el dominio de la Figura 4.44. Nuevamente presenta una condición de velocidad en la entrada, de presión en la salida y de simetría en las caras superior e inferior. En los laterales se han impuesto condiciones de periodicidad, necesarias para abordar el flujo torsionado. Por último, el modelado de la directriz es el mismo que en el caso anterior, con la salvedad de que ahora se representa el perfil completo en lugar de la mitad. Las regiones en rojo se corresponden con las aletas.

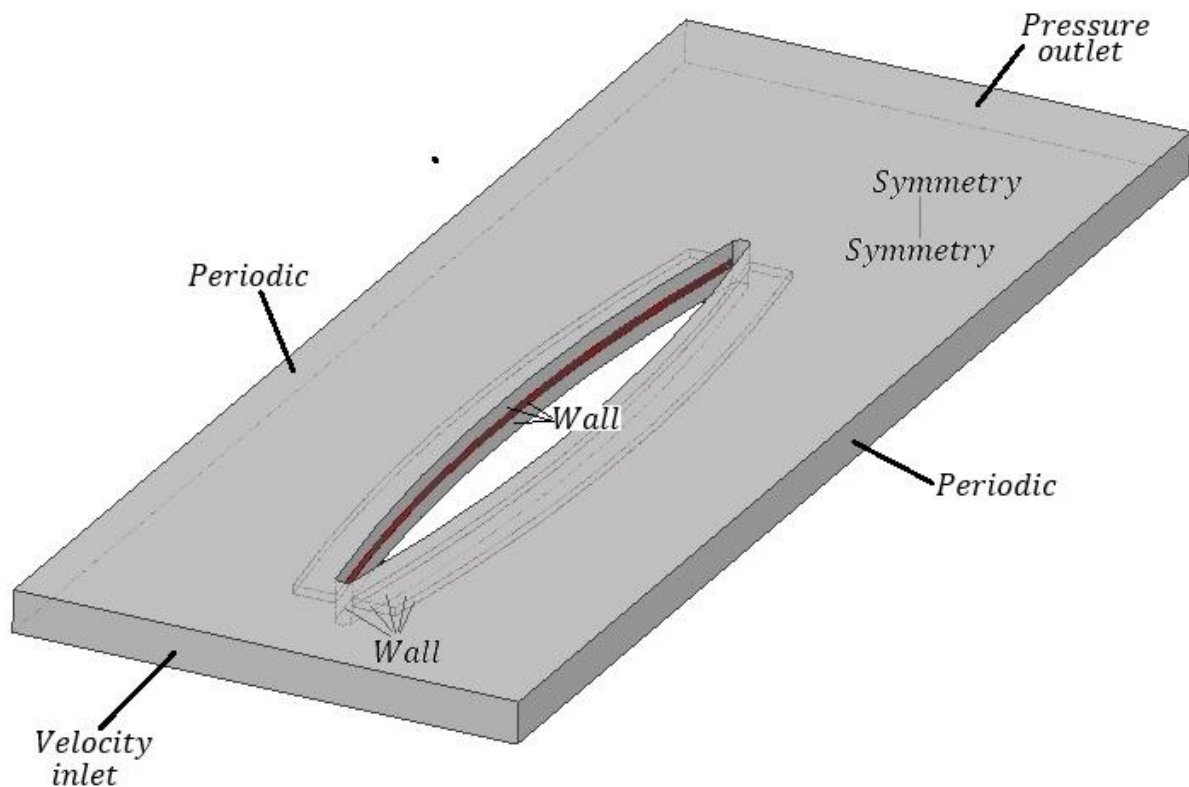


Figura 4.44.- Condiciones de contorno impuestas en las simulaciones de flujo exterior torsionado con aletas. Dimensiones no escaladas.

Las condiciones usadas en las simulaciones se detallan en la Tabla 4.30.



Tipo de directriz	Plana/elíptica
Longitud de directriz	1500 mm
Longitud de aleta	Variable
Espaciado entre aletas ( <i>gap</i> )	Variable
Anchura de aleta	2 mm
Rugosidad ( <i>rug</i> )	Paredes lisas
Tipo de flujo	Torsionado
Velocidad axial del aire ( $u_x$ )	41,74 m/s
Velocidad tangencial del aire ( $u_\theta$ )	25,56 m/s
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de pared ( $T_w$ )	30,5°C
Material de la aleta	Acero

Tabla 4.30. Condiciones de las simulaciones de flujo exterior torsionado con aletas.

Seguidamente, se presentan los indicadores de calidad de algunas mallas construidas (Tabla 4.31). Presentan una calidad muy elevada, especialmente en las directrices planas.

Malla	Calidad ortogonal	<i>Skewness</i>	<i>Aspect ratio</i>
D.P. (1500-16-30-40)	0,876	0,124	143
D.E. (1500-150-30-40)	0,592	0,199	251

Tabla 4.31. Indicadores de calidad de algunas mallas para flujo exterior torsionado con aletas.

Por falta de potencia computacional, no se ha podido efectuar un análisis de sensibilidad. En su lugar, se han tomado los tamaños de celda que se consideraban apropiados para mallas anteriores. En cualquier caso, se han comprobado los resultados comparando las pérdidas aerodinámicas del caso bidimensional frente a las de este modelo con la región de la aleta sustituida por aire. Para una directriz plana de 1500 mm, se tienen unas pérdidas de 418 Pa (2D) frente a 421 Pa (3D), lo que supone un error mínimo (0,7%).

También se han analizado los resultados de pérdidas aerodinámicas con aletas (longitud: 30 mm, *gap*: 40 mm) para un flujo axial con directriz plana y elíptica frente a aquéllos obtenidos con anterioridad, arrojando los resultados de la Tabla 4.32.

Directriz	$\Delta P$ [Pa] - Dominio completo (Figura 4.44)	$\Delta P$ [Pa] - Medio dominio (Figura 4.35)	Error
Plana	33	58	43%
Elíptica	141	74	47%

Tabla 4.32. Pérdidas aerodinámicas con flujo axial resultantes en los dominios de directriz completa y de media directriz (planas y elípticas con aletas).

Se constata que los valores de pérdidas aerodinámicas para media directriz carecen de validez, ya que los errores cometidos son muy elevados (casi el 50%). Se realiza la misma comprobación para los coeficientes de convección (Tabla 4.33).

Directriz	Dominio completo		Medio dominio		Error $h_{base}$	Error $h_{aleta}$
	$h_{base} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{aleta} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{base} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$	$h_{aleta} \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$		
Plana	95,3	105,8	94,7	99,2	0,6%	6,2%
Elíptica	107,0	133,8	120,3	147,4	12,4%	10,2%

Tabla 4.33. Coeficientes de convección con flujo axial resultantes en los dominios de directriz completa y de media directriz (planas y elípticas con aletas).

En esta ocasión sí se observan unos valores similares (tanto para la base como para la aleta), otorgando validez a los resultados. A continuación, se comparan las pérdidas aerodinámicas de aletas de distintas longitudes para una directriz elíptica de 1500 mm con un *gap* de 40 mm (Tabla 4.34).

Longitud [mm]	10	20	30
$\Delta P$ [Pa]	342	362	389

Tabla 4.34. Caída de presión para distintas longitudes de aleta (flujo torsionado, directriz elíptica de 1500 mm de largo, *gap*: 40 mm).

Como es de esperar, el aumento en la longitud repercute en una mayor caída de presión (en detrimento del rendimiento del ventilador). Además, el rendimiento de aleta disminuye, por lo que la disipación es menos eficiente.

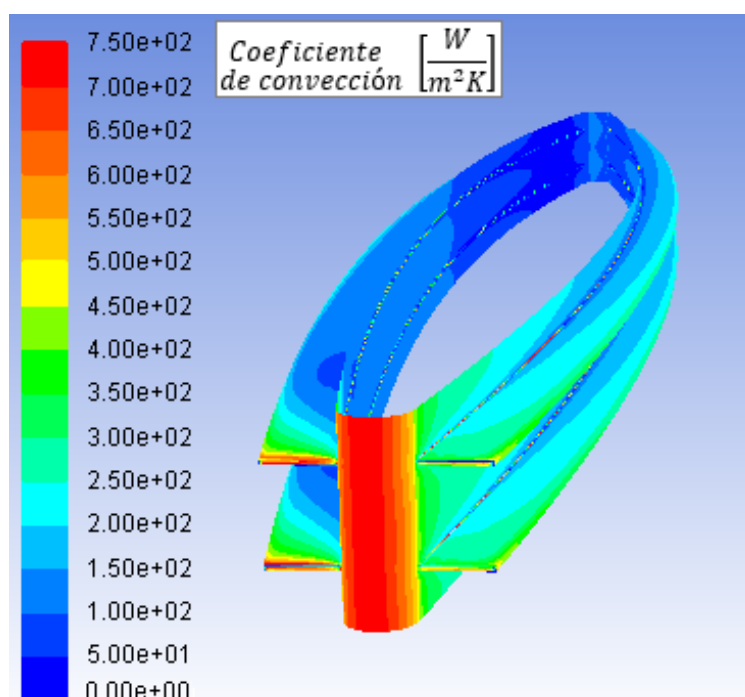


Figura 4.45.- Contornos del coeficiente de convección para una directriz elíptica de 1,5 m en un flujo torsionado (longitud de aleta: 30 mm, *gap*: 40 mm).

Por último, se representan los contornos de los coeficientes de película para una directriz elíptica en un flujo torsionado (Figura 4.45). Se han empleado aletas de 30 mm separadas 40 mm entre sí. Se observa cómo los coeficientes son más altos en el borde de ataque, pero disminuyen



rápidamente. También se tienen valores mayores en la cara expuesta al flujo (*dcha.*) que en aquella en sombra (*izqda.*).

#### **4.3.5.4.- Limitaciones de los modelos**

Seguidamente se enumeran las limitaciones presentes en los modelos de directriz aleteada:

- Uso de una sección media de la directriz, no se caracteriza el comportamiento del flujo cerca de la base ni de la punta de las directrices ni se pueden estudiar efectos de la pared.
- Se desprecia la curvatura del dominio al tomar uno recto.
- Se supone nula la componente radial de la velocidad del aire.
- Suposición de una velocidad constante y uniforme en la entrada (no se modela el rodete).
- Suposición de la temperatura en la pared para el cálculo del coeficiente de convección.
- En el modelo de media directriz, no se tienen en cuenta las pérdidas provocadas por la estela ni por el choque del aire con el área frontal de la directriz. Por el mismo motivo, se desprecian posibles efectos aceleradores del flujo entre las directrices.



## 5.- ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS ÓPTIMOS

En este apartado se ejecutará el programa de Matlab modificando diversos parámetros internos (propios del ventilador) y externos (condiciones ambientales) y se evaluará el comportamiento de las pérdidas hidráulicas y de la refrigeración conseguida. Para ello, en el primer caso se presentarán gráficas de la caída de presión en el circuito del intercambiador junto con la potencia necesaria para accionar la bomba. En el segundo caso, se extraerán gráficas de la temperatura de entrada y salida del refrigerante al intercambiador, que coinciden respectivamente con las temperaturas de salida y entrada al motor.

Como punto de comparación, se establece un modelo de intercambiador con unas condiciones ambientales estándar (Tabla 5.1). Sobre dicho modelo se modificarán parámetros y se analizará la influencia de éstos en el sistema.

Tipo de directriz (plana / elíptica)	Plana
Calor a disipar	8 kW
Caudal de refrigerante	0,8 kg/s
Caudal de aire	90 m <sup>3</sup> /s
Número de directrices	5
Disposición de las directrices	Paralelo
Longitud de directriz	1 m
Altura de los conductos	40 mm
Anchura de los conductos	10 mm
Anchura de la pared de las directrices	3 mm
Material de las directrices	Aluminio
Material de las aletas	Aluminio
Longitud de aletas	15 mm
Gap entre aletas	20 mm
Espesor de aletas	2 mm
Rugosidad	100 μm
Fluido refrigerante	Agua pura
Temperatura ambiente	20°C
Altitud	0 m
Ensuciamiento (sí / no)	Sí

Tabla 5.1.- Modelo de directriz para realización de comparaciones.

## 5.1.- Condiciones internas

### 5.1.1.- Calor a disipar

En la Figura 5.1 se evalúa una variación del calor a disipar en el intercambiador de entre 5 kW y 15 kW, siendo el del motor en cuestión de 8 kW. Como era de esperar, se observa que la temperatura del refrigerante se incrementa con la potencia a disipar. La temperatura de entrada al motor pasa de unos 26°C para 5 kW a algo más de 36°C para 15 kW).

En cuanto a la caracterización de la bomba necesaria, se aprecia que la caída de presión que debe compensar es muy pequeña ( $\Delta P < 0,06$  bar) ya que se ha decidido conectar las directrices en paralelo. Puesto que, además, el caudal de refrigerante a trasegar es muy pequeño, la potencia demandada por la bomba resulta irrisoria. En consecuencia, apenas repercute sobre el rendimiento del ventilador. La dependencia de estas dos variables frente a la potencia a disipar es mínima.

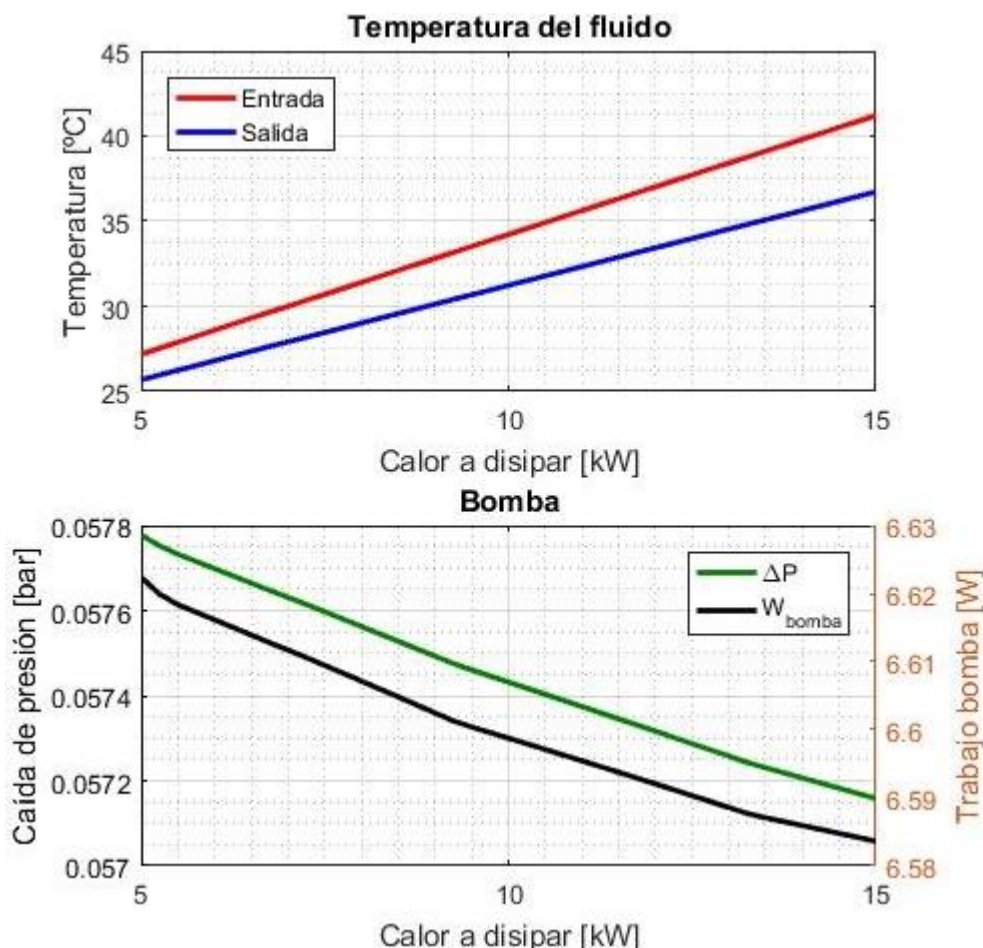


Figura 5.1.- Parámetros de funcionamiento en función del calor a disipar.





## 5.1.2.- Caudal de fluido refrigerante

En la Figura 5.2 se analiza el comportamiento del intercambiador al variar el caudal de refrigerante de entre 0,4 kg/s y 2,5 kg/s. Se recuerda que el mínimo necesario para refrigerar el motor de Leroy Somer es 0,5 kg/s.

Al elevar el flujo de refrigerante, se ve que el salto de temperaturas entre entrada y salida del intercambiador se reduce de forma notable [de acuerdo con la expresión (2.13)]. El efecto repercute especialmente sobre la temperatura de salida del motor (entrada a las directrices), que se reduce de 33°C a 30°C.

La caída de presión depende del cuadrado del caudal, relación que se deduce fácilmente a partir de la expresión (4.48). En cambio, el trabajo de la bomba depende del cubo del caudal, lo que explica el incremento más acusado en la gráfica. Por lo tanto, no resulta interesante emplear caudales de refrigeración excesivos.

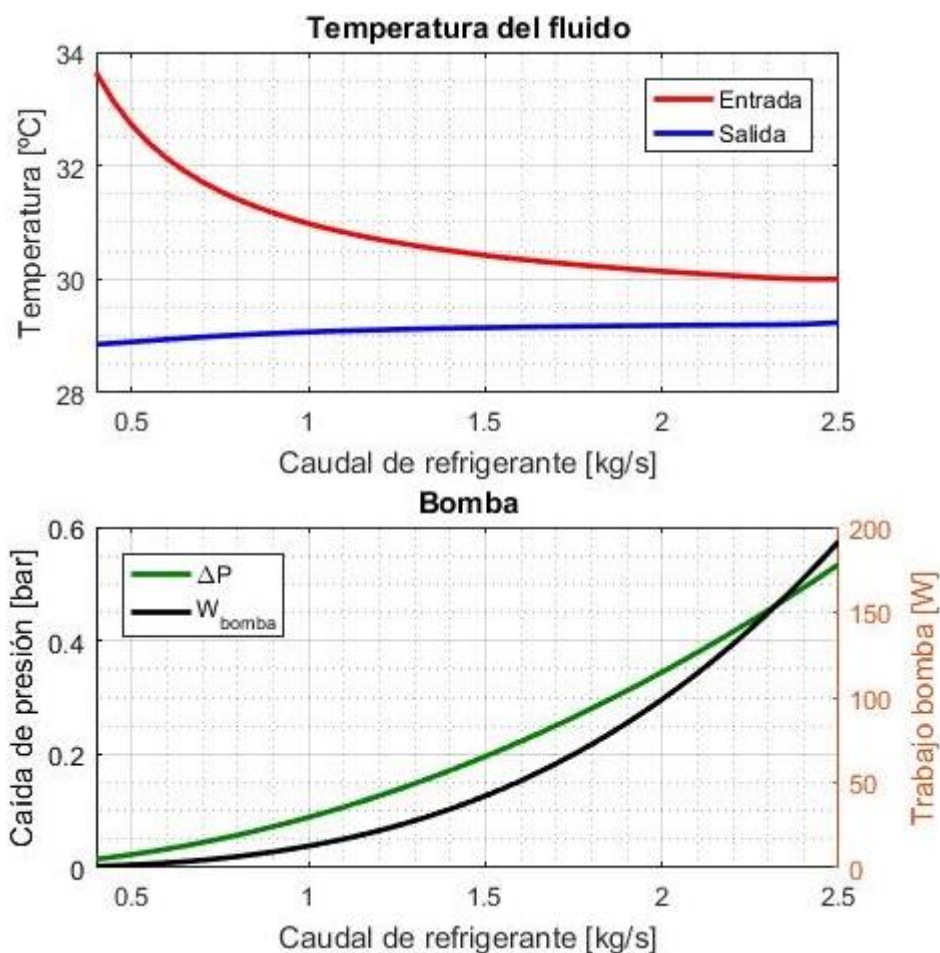


Figura 5.2.- Parámetros de funcionamiento en función del caudal de refrigerante.

### 5.1.3.- Caudal de aire

En la Figura 5.3 se evalúa una variación en el caudal de aire de entre  $50 \text{ m}^3/\text{s}$  y  $120 \text{ m}^3/\text{s}$ , siendo el valor nominal del ventilador de  $90 \text{ m}^3/\text{s}$ . Se debe recordar que el incremento del coeficiente de convección exterior respecto a la velocidad del aire (dependiente del caudal) se ha estudiado para otra configuración de aletas ( $gap = 10 \text{ mm}$ ,  $L = 10 \text{ mm}$ ,  $a = 2 \text{ m}$ ), por lo que los resultados aquí mostrados son meramente orientativos.

Se aprecia un descenso de la temperatura del refrigerante, tanto a la entrada como a la salida del intercambiador (pasando de  $31,5^\circ\text{C}$  a unos  $28^\circ\text{C}$  en el segundo caso). La refrigeración lograda será más baja si el caudal de aire es menor que el nominal, pero la potencia entregada por el motor también lo será y, en consecuencia, las pérdidas a disipar resultarán más pequeñas.

Lógicamente, el caudal de aire no tiene una influencia sobre las pérdidas hidráulicas más allá de provocar una disminución de la temperatura del refrigerante (agua) y con ello un incremento de densidad, lo que se traduce en un leve aumento de la potencia demandada por la bomba.

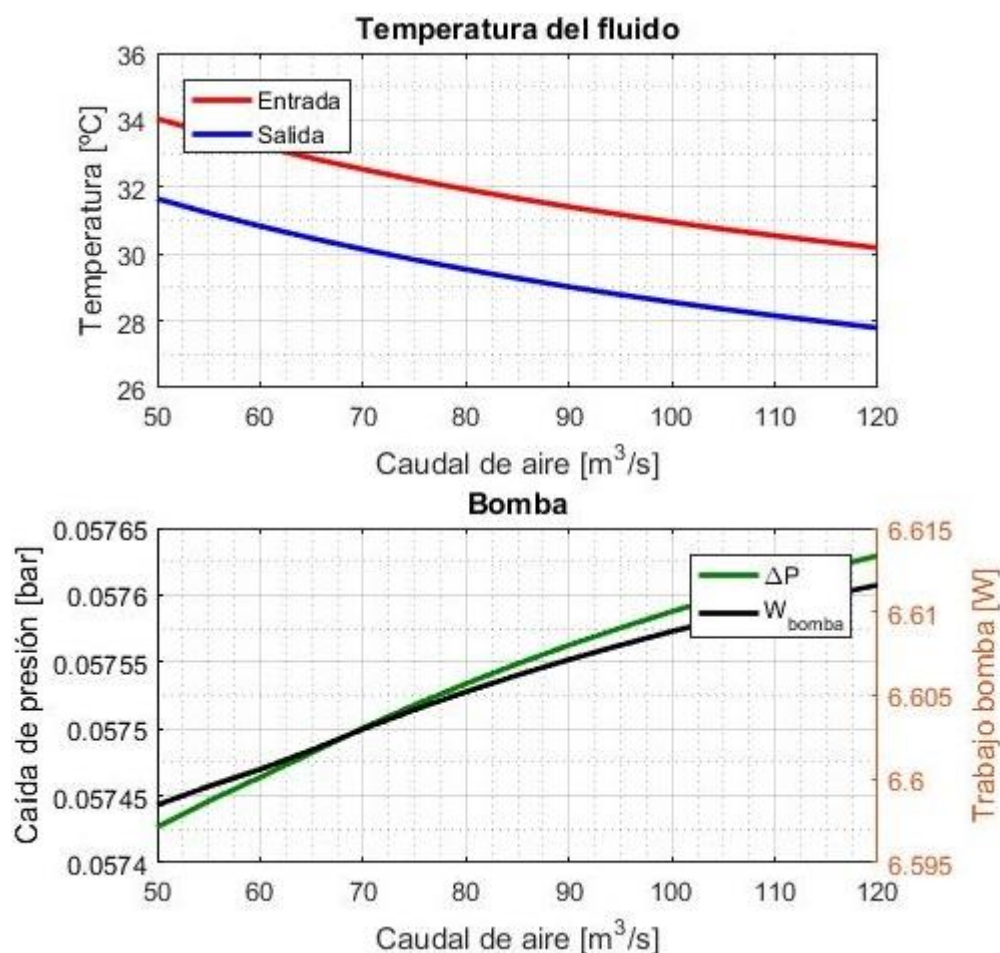


Figura 5.3.- Parámetros de funcionamiento en función del caudal de aire.



### 5.1.4.- Número de directrices

En la Figura 5.4 se tiene en cuenta el número de directrices empleadas (dispuestas en paralelo): entre 2 y 10, aunque el tipo de ventiladores como el considerado en este anteproyecto suelen montar 5 o bien 7 directrices.

Un mayor número de directrices en paralelo implica que el caudal de refrigerante en cada directriz es más reducido, lo que se traduce en menores pérdidas de carga. Este efecto presenta como contrapartida una disminución en la velocidad de paso y, en consecuencia, un coeficiente de convección interior más bajo. Sin embargo, esta desventaja se ve compensada con creces por el aumento del área de transmisión de calor, por lo que la temperatura del refrigerante desciende notablemente con el número de directrices.

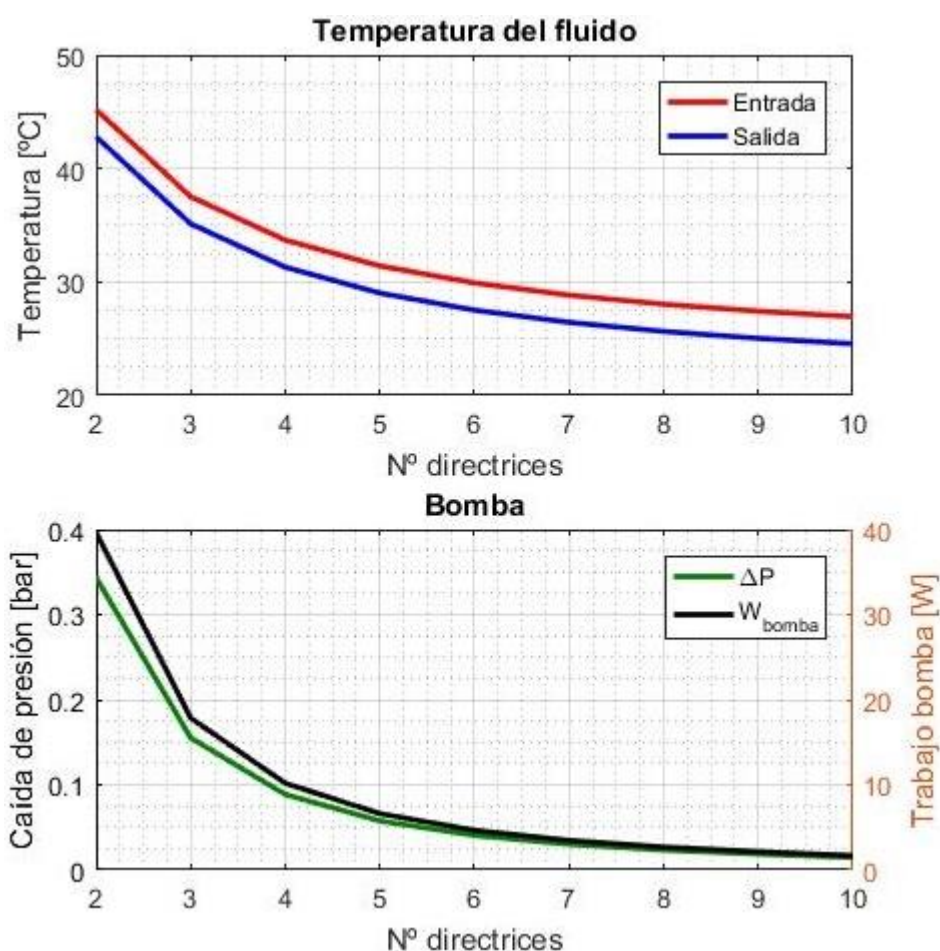


Figura 5.4.- Parámetros de funcionamiento en función del número de directrices (configuración en paralelo).

### 5.1.5.- Longitud de directriz

En la Figura 5.5 se analiza la influencia de la longitud de las directrices, haciendo variar esta dimensión entre 800 mm y 1700 mm. Sin embargo, se recuerda que los datos empleados corresponden a un rango de entre 1000 mm y 1500 mm y los resultados para valores fuera de dicho intervalo se deben tomar con mucha precaución.

Como era de esperar, la temperatura del fluido interior desciende como consecuencia del aumento del área de transmisión de calor. Sin embargo, el descenso es menor para longitudes elevadas, pues los efectos de entrada son menos importantes en el coeficiente de película exterior. Esta tendencia se aprecia con claridad hasta  $a = 1,5$  m, donde termina el rango de fiabilidad de los resultados.

Tanto las pérdidas hidráulicas en presión como la potencia demandada por la bomba dependen linealmente con la dimensión de las directrices (la longitud del circuito es mayor).

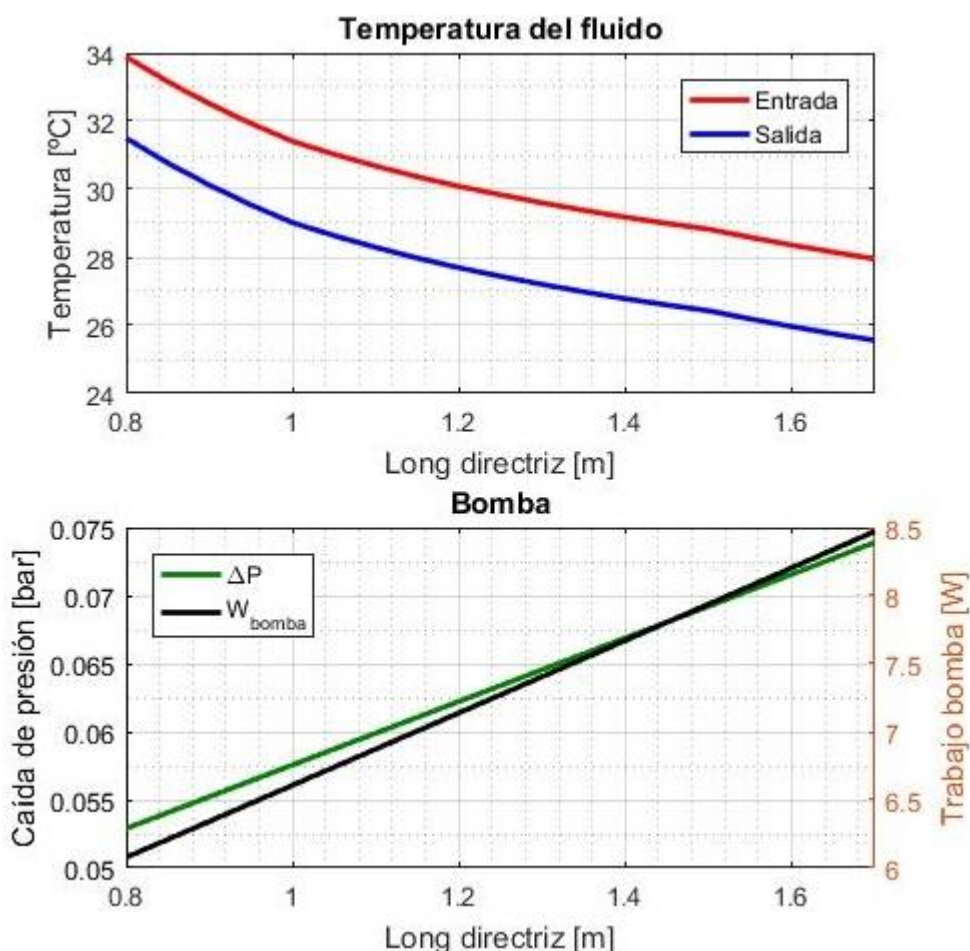


Figura 5.5.- Parámetros de funcionamiento en función de la longitud de las directrices.



### 5.1.6.- Disposición de las directrices

En la Figura 5.6 se repite el análisis de la Figura 5.4 cambiando la conexión de las directrices (en serie en este caso). Se observa que el descenso en la temperatura del refrigerante es más acusado. Esto es causado, no solo por el aumento del área de transmisión de calor, sino también por un incremento del coeficiente de convección interior, provocado por una velocidad de paso más alta. Se debe a que, en esta ocasión, el caudal de refrigeración del motor no se divide entre el número de directrices, sino que circula el total por cada una de ellas.

Este hecho, unido a que la longitud de conductos a considerar para el cálculo de las pérdidas será la propia de una directriz multiplicada por su número, provoca que la potencia demandada por la bomba resulte varios órdenes de magnitud más alta que en el resto de casos.

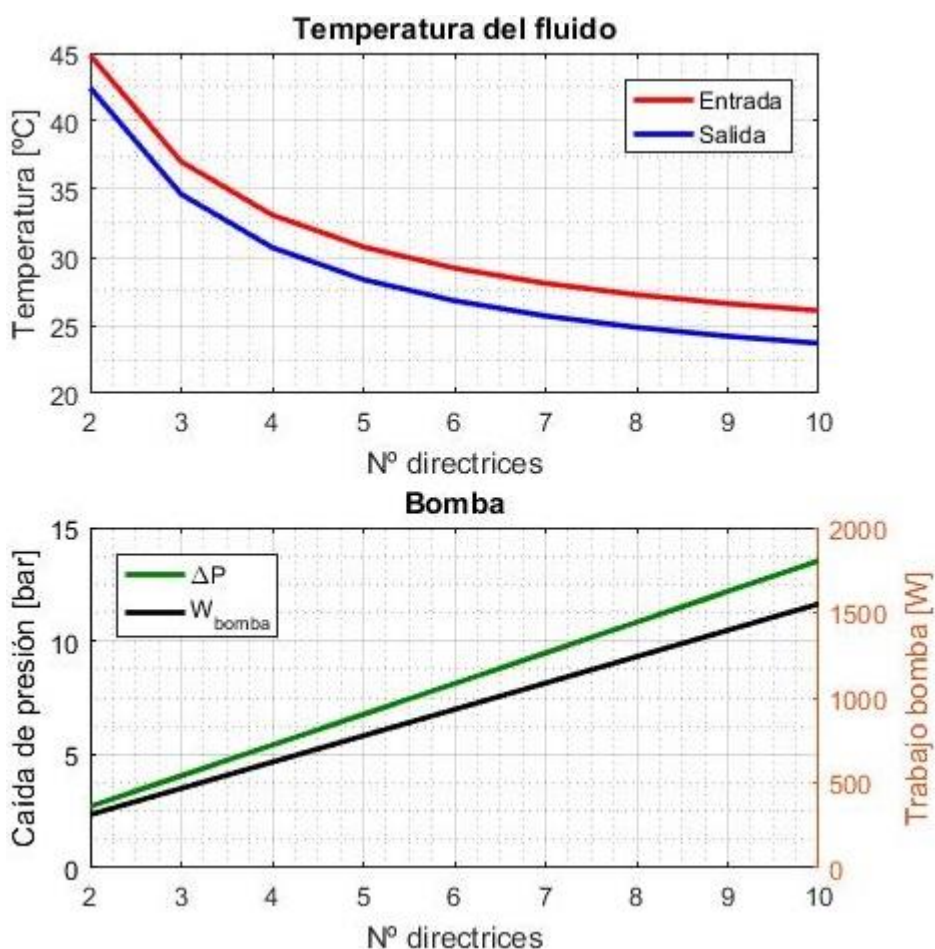


Figura 5.6.- Parámetros de funcionamiento en función del número de directrices para una disposición en serie (frente a una disposición en paralelo de la Figura 5.4).



### 5.1.7.- Tipo de directriz

En la Figura 5.7 se evalúa el uso de perfiles elípticos en lugar de planos (Figura 5.6), nuevamente frente al número de directrices. La temperatura del refrigerante experimenta grandes variaciones en función de la configuración elegida, aunque es ligeramente menor con las directrices elípticas ya que el coeficiente de convección exterior es más elevado. Este efecto, unido a unas pérdidas aerodinámicas mucho menores, las hacen más interesantes que las directrices planas para la construcción del intercambiador.

Además, al presentar espesores medios de paso mayores, las pérdidas hidráulicas y la potencia requerida por la bomba son más pequeñas, lo que permite su conexión en serie (más sencilla y térmicamente más conveniente).

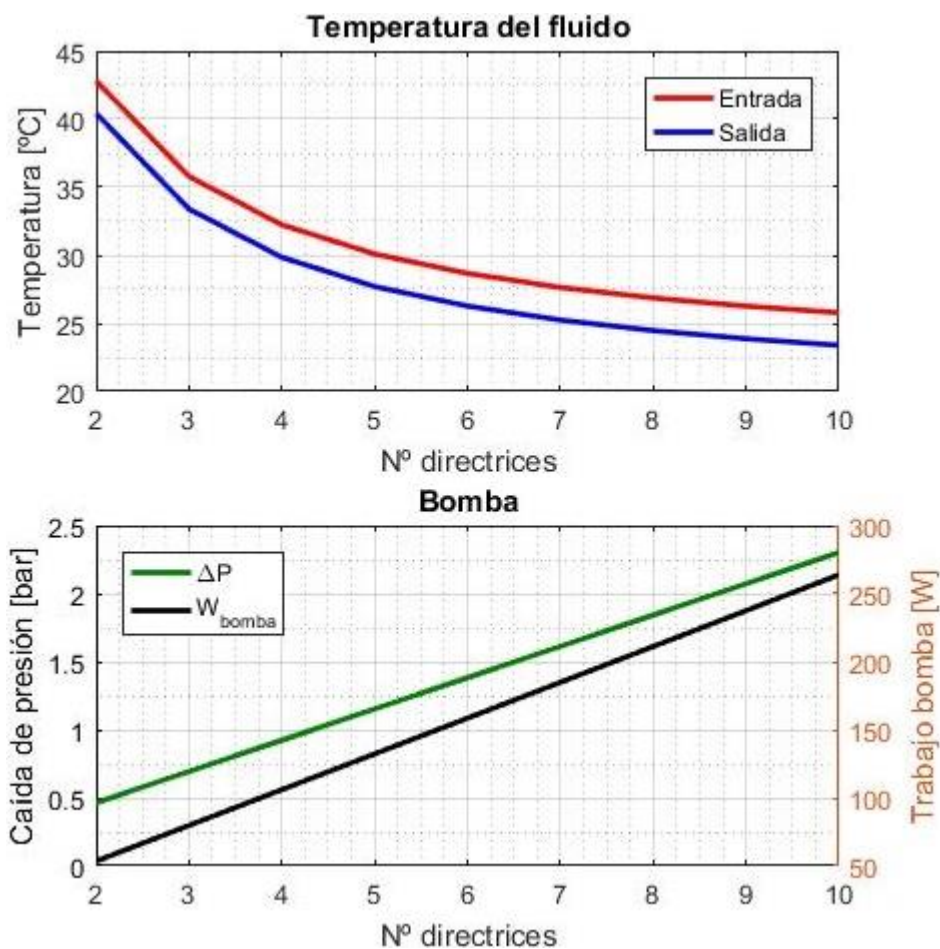


Figura 5.7.- Parámetros de funcionamiento frente al número de directrices para una geometría elíptica en serie (frente a directrices planas de la Figura 5.6).



## 5.1.8.- Altura conductos

En la Figura 5.8 se analiza la influencia de la altura de los conductos sobre el comportamiento del intercambiador. Para ello, se hacen variar entre 20 mm y 100 mm. Se aprecia cómo aumenta ligeramente la temperatura del refrigerante con dicha dimensión (de 28,5°C a 30,5°C en la entrada del motor). El escalonamiento que presentan las curvas se debe a que el número de conductos que caben en una directriz (y que lógicamente depende de la altura de los mismos) debe ser una cifra entera, por lo que el valor teórico se ha truncado. Los “escalones”, por tanto, se corresponden con cambios en el número de dichos conductos.

Una mayor altura se traduce en una mayor sección de paso y, eventualmente, en una menor longitud de circuito a recorrer. En consecuencia, las pérdidas hidráulicas disminuyen enormemente.

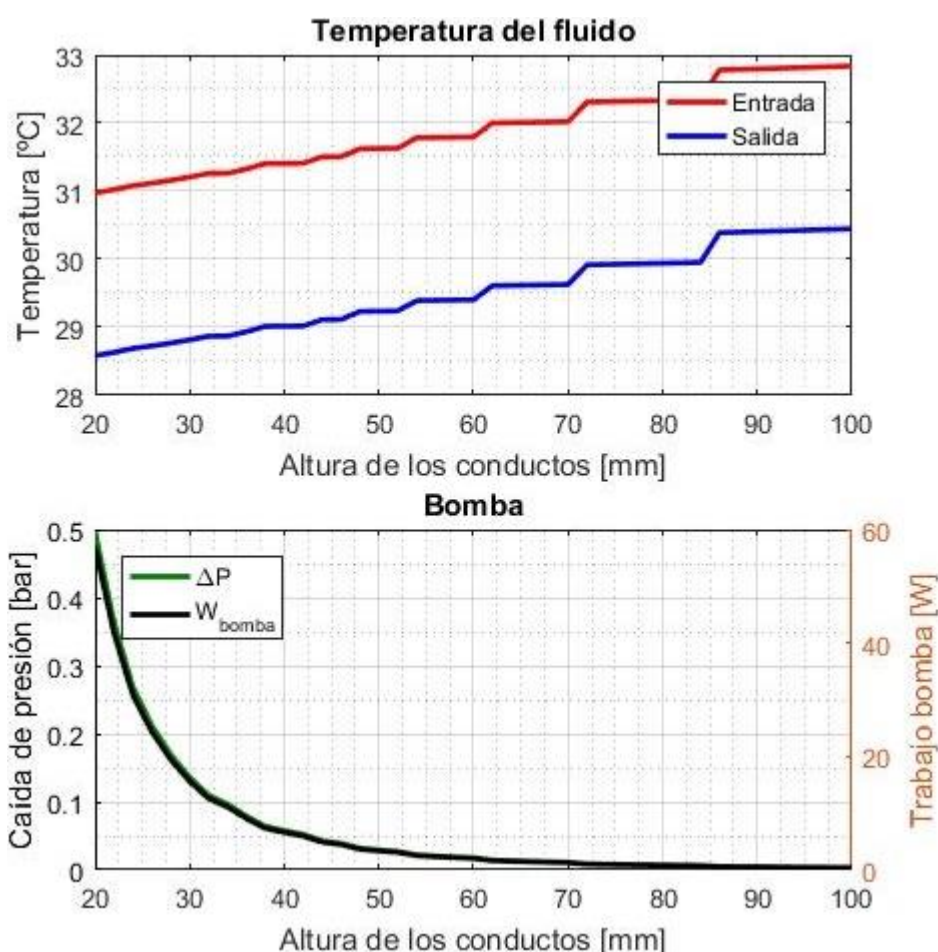


Figura 5.8.- Parámetros de funcionamiento en función de la altura de los conductos.



## 5.1.9.- Anchura conductos

Se evalúa la influencia de la anchura de los conductos variando dicha dimensión entre 6 mm y 40 mm. Como se había producido en el caso anterior, una anchura mayor provoca que la refrigeración se reduzca un poco (la temperatura del refrigerante a la salida de las directrices pasa de unos 28,5°C a 31,5°C). No se observa el efecto de escalonamiento ya que el número de conductos no se ve afectado en esta ocasión.

Nuevamente, las pérdidas de carga y la potencia requerida por la bomba disminuyen, pero en menor medida, pues, aunque la sección de paso se incrementa, la longitud del circuito del líquido refrigerante se mantiene constante.

En directrices elípticas, la anchura de los conductos va ligada a la longitud del perfil, de forma que se mantengan las proporciones del plano de la página 138.

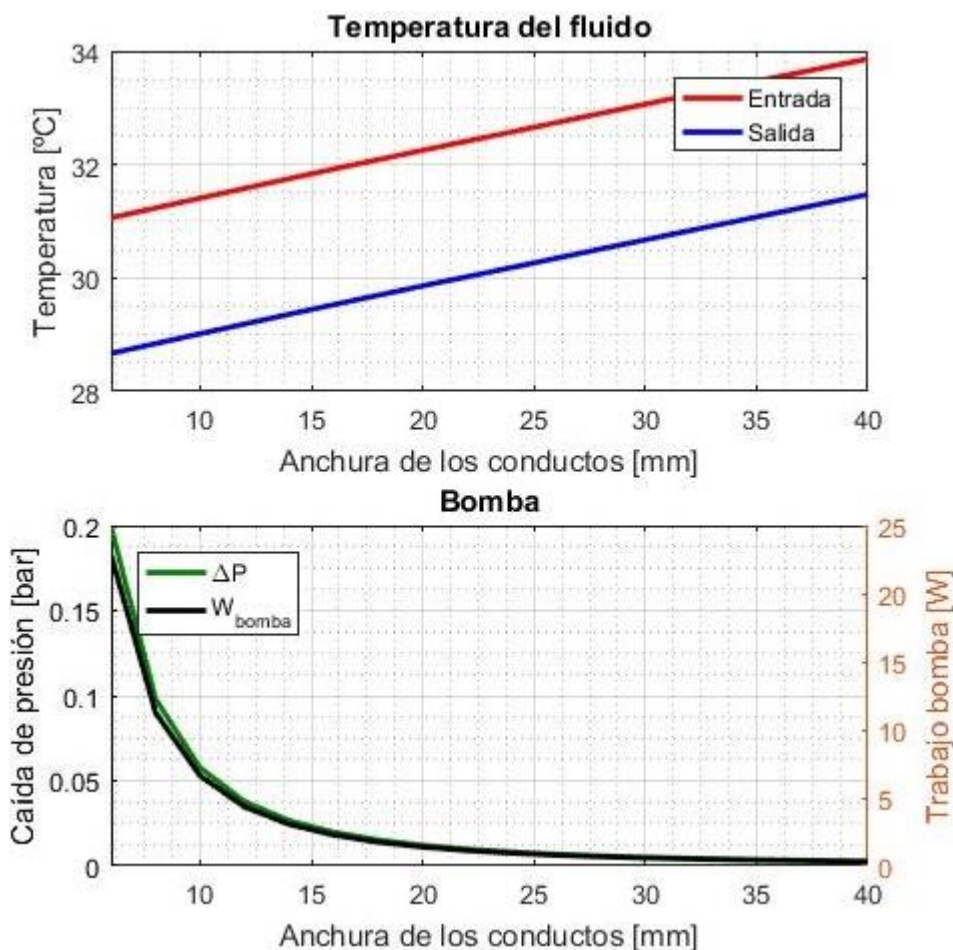


Figura 5.9.- Parámetros de funcionamiento en función de la anchura de los conductos.



## 5.1.10.- Espesor de directriz

En la Figura 5.10 se analiza la importancia del espesor de las paredes de la directriz sobre el funcionamiento del intercambiador. En la Figura 5.10 apenas se aprecia variación sobre la temperatura del refrigerante, por lo que se ha añadido la Figura 5.11 (página siguiente), donde se muestra en detalle la evolución del nivel térmico del refrigerante a la entrada del motor (salida del intercambiador). Lógicamente, un espesor mayor dificulta la disipación de calor. Sin embargo, la resistencia térmica impuesta por las paredes de la directriz es despreciable frente al resto de resistencias térmicas del sistema, especialmente en el modelo considerado (fabricado en aluminio, que presenta una conductividad muy elevada).

La influencia sobre las pérdidas hidráulicas y sobre la potencia demandada por la bomba es aún menor y se debe al ligerísimo aumento de temperatura del refrigerante, cuya densidad disminuye.

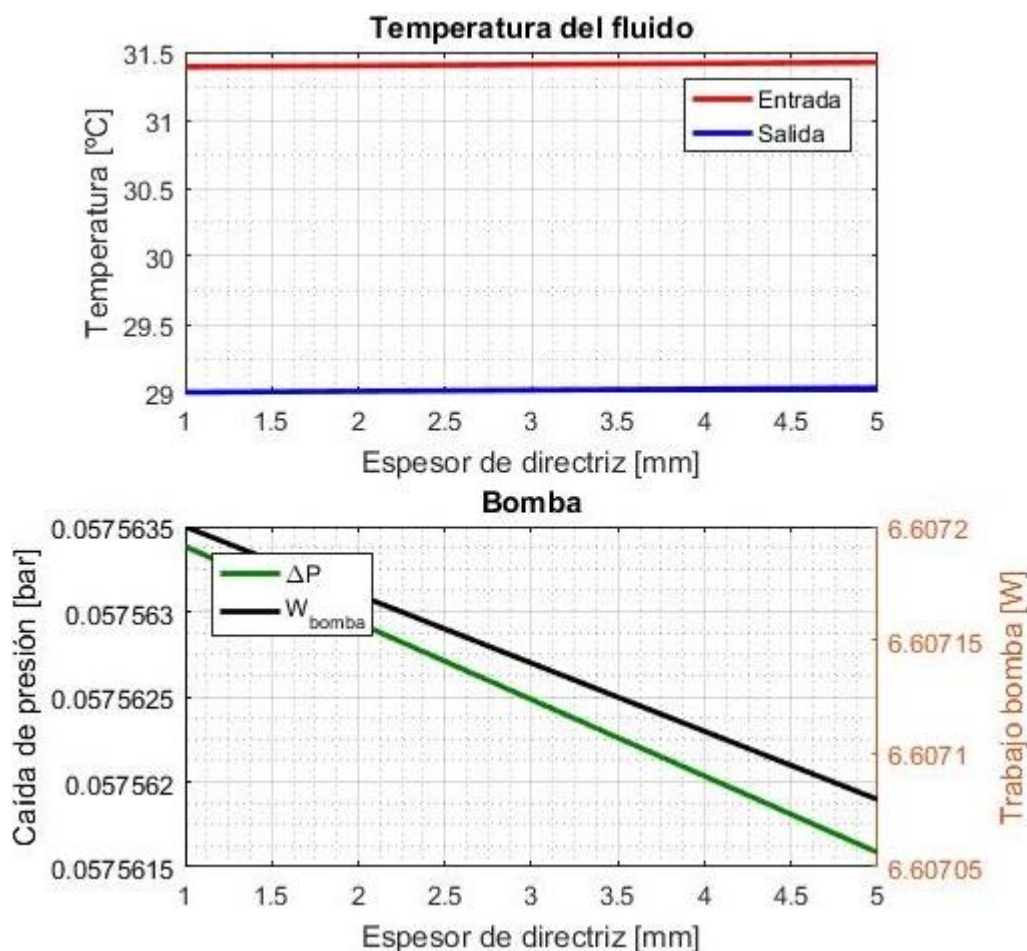


Figura 5.10.- Parámetros de funcionamiento en función del espesor de la directriz.

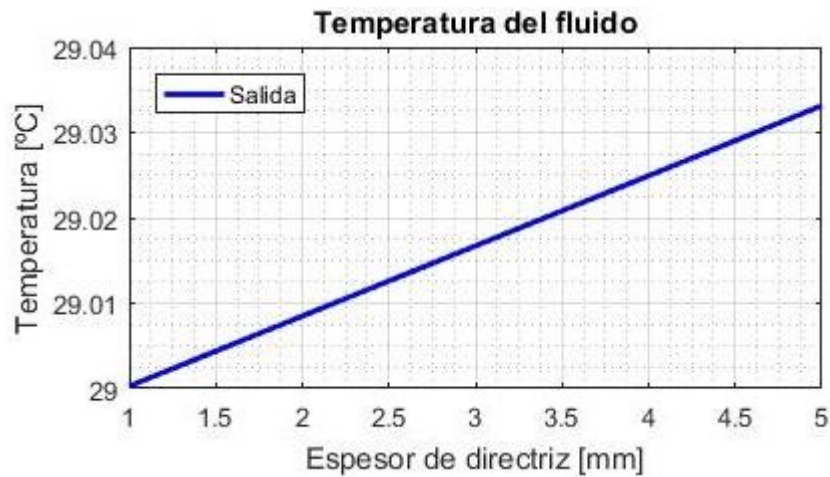


Figura 5.11.- Detalle de la Figura 5.10 para la temperatura de salida del fluido refrigerante.

### 5.1.11.- Material de directriz

En la Figura 5.12 se evalúa el comportamiento del intercambiador para directrices fabricadas con cuatro materiales diferentes: cobre, aluminio, acero al carbono y acero inoxidable

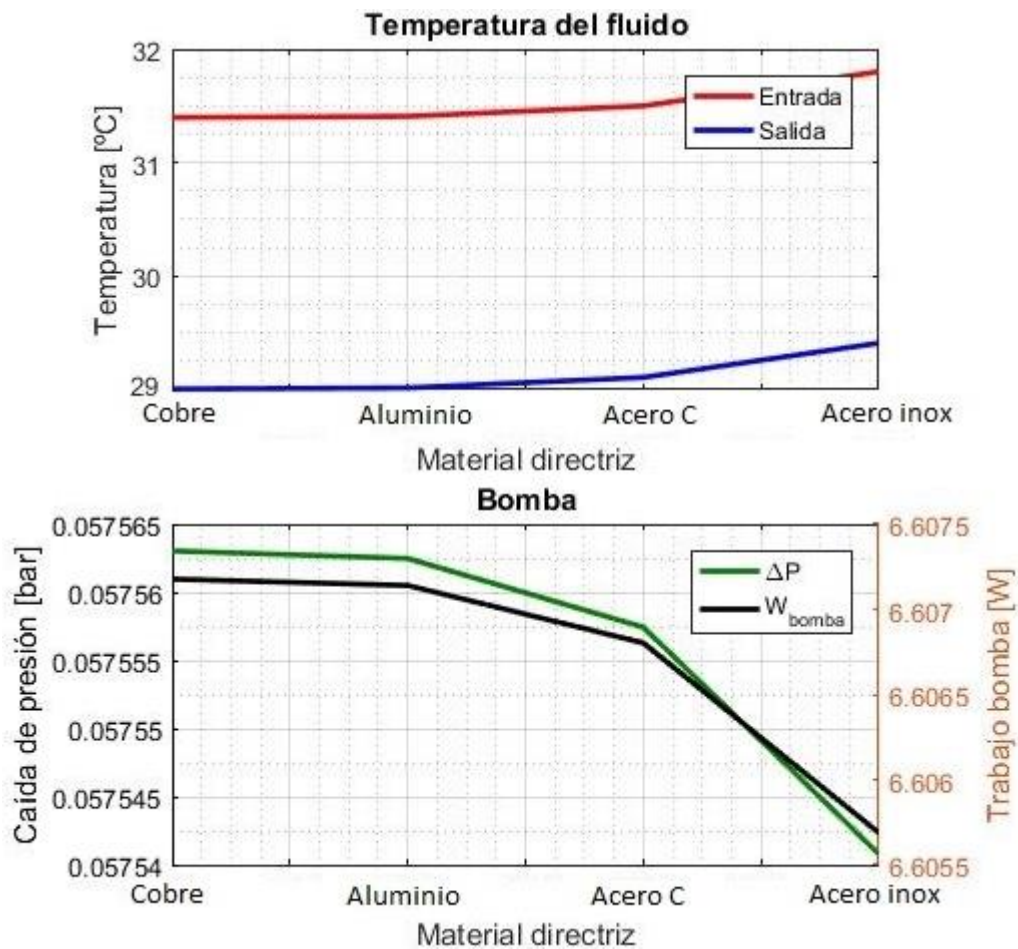


Figura 5.12.- Parámetros de funcionamiento en función del material de la directriz.



(pág. 58). Dado que la resistencia térmica de la pared de la directriz es mínima, también lo es la influencia del material sobre la refrigeración (la temperatura del refrigerante apenas varía 0,5°C entre el caso más favorable y el más desfavorable). La potencia demandada por la bomba tampoco se ve afectada.

### 5.1.12.- Material de aletas

En la Figura 5.13 se repite el análisis anterior con el material de las aletas. En esta ocasión, la decisión del metal elegido resulta más importante, pues la temperatura del refrigerante a la entrada del motor llega a variar 2°C (entre 29°C para el cobre y 31°C para el acero inoxidable).

Nuevamente, la influencia sobre las pérdidas hidráulicas, debida a la disminución de la densidad por el aumento de la temperatura, resulta poco relevante.

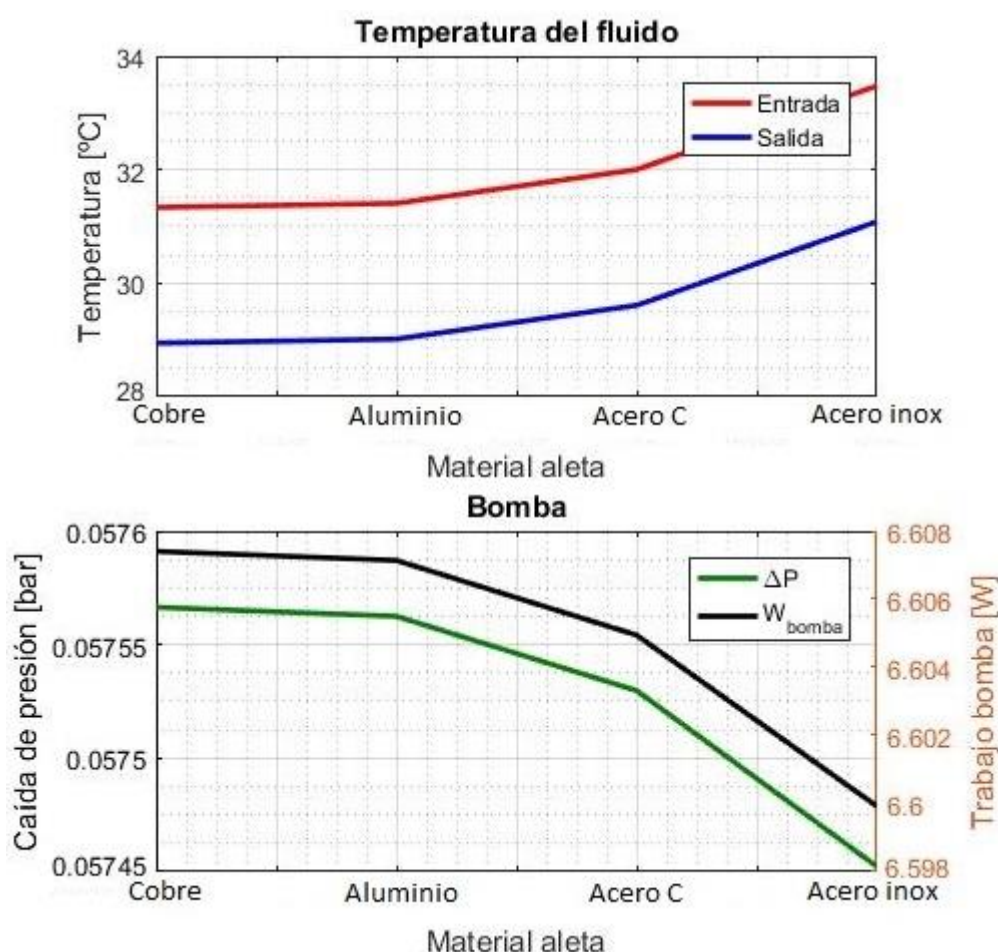


Figura 5.13.- Parámetros de funcionamiento en función del material de las aletas.

### 5.1.13.- Longitud de aletas

En la Figura 5.14 se considera cómo repercute la longitud de las aletas sobre el funcionamiento del intercambiador. Para ello, se hace variar dicha dimensión entre cero (directriz sin aletas) y 80 mm. Sin embargo, debe recordarse que solo se disponen datos de coeficientes de convección (simulaciones en Fluent) para longitudes de aleta de hasta 30 mm y que los resultados obtenidos para otras mayores se deben tomar con mucha precaución.

Se observa que la refrigeración mejora al incrementar dicha dimensión, pero la ventaja conseguida se reduce para longitudes muy elevadas ( $L > 30$  mm aproximadamente). En esos casos, gran parte del calor se disipa en el tramo más cercano a la base de la aleta, mientras que hacia el extremo la disipación es muy escasa. El aumento del coste de materiales y las pérdidas aerodinámicas provocan que el uso de aletas demasiado largas no sea atractivo.

Otra vez más, apenas se distingue una leve variación sobre las pérdidas hidráulicas.

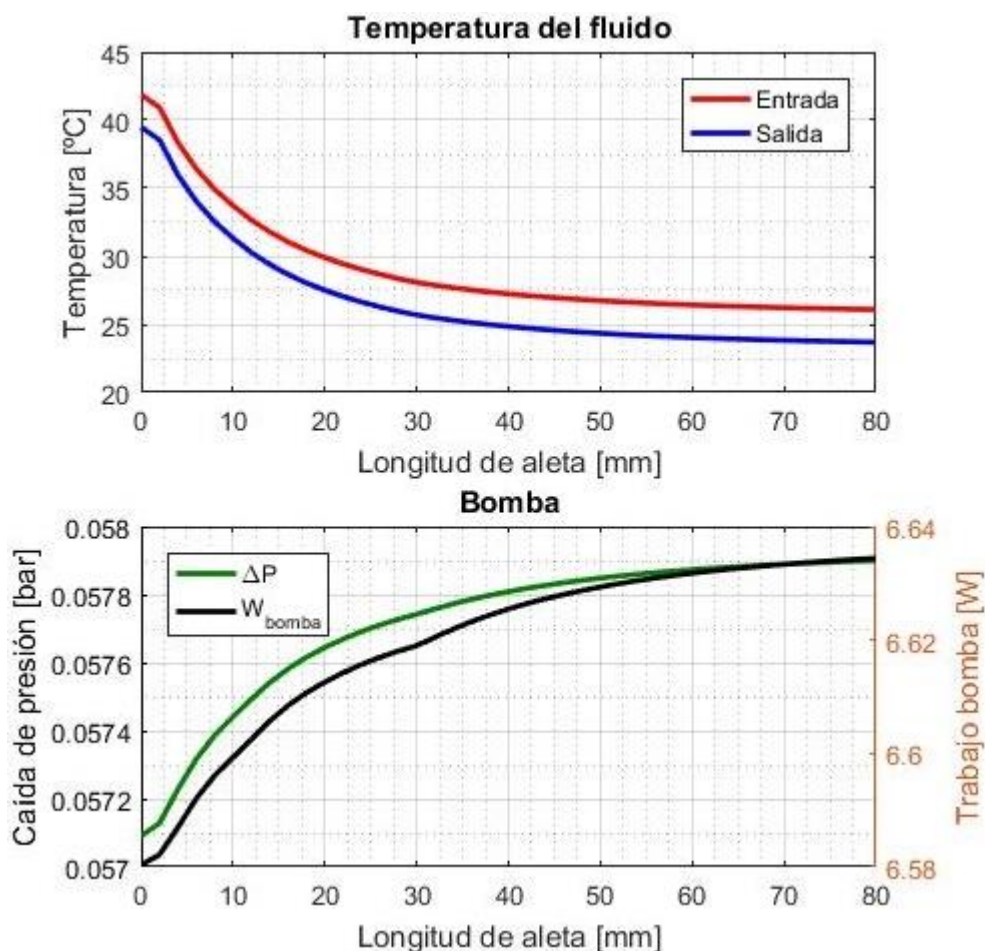


Figura 5.14.- Parámetros de funcionamiento en función de la longitud de las aletas.



### 5.1.14.- *Gap* entre aletas

Se analiza la importancia del espaciado existente entre las aletas (*gap*). Se toman valores entre 5 mm y 100 mm. Se debe tener presente que el intervalo fiable, del que se disponen datos de los coeficientes de convección, abarca entre 20 mm y 80 mm. Para valores más altos, la influencia del *gap* es pequeña y los resultados obtenidos pueden ser bastante aproximados. Sin embargo, en el tramo inferior, la resistencia de las aletas al paso del aire se incrementa mucho, lo que repercute negativamente sobre el coeficiente de película. Por tanto, a pesar del aumento del área de transmisión, es posible que la refrigeración resultante sea más pobre, como se ha visto en la Figura 4.37.

Teniendo en cuenta la advertencia anterior, se observa una disminución importante en la temperatura del refrigerante al reducir el espaciado entre aletas. Otra vez más, el efecto escalonado se debe a que el número de aletas se ha truncado al entero inferior.

Por otro lado, las pérdidas hidráulicas apenas dependen del *gap* considerado.

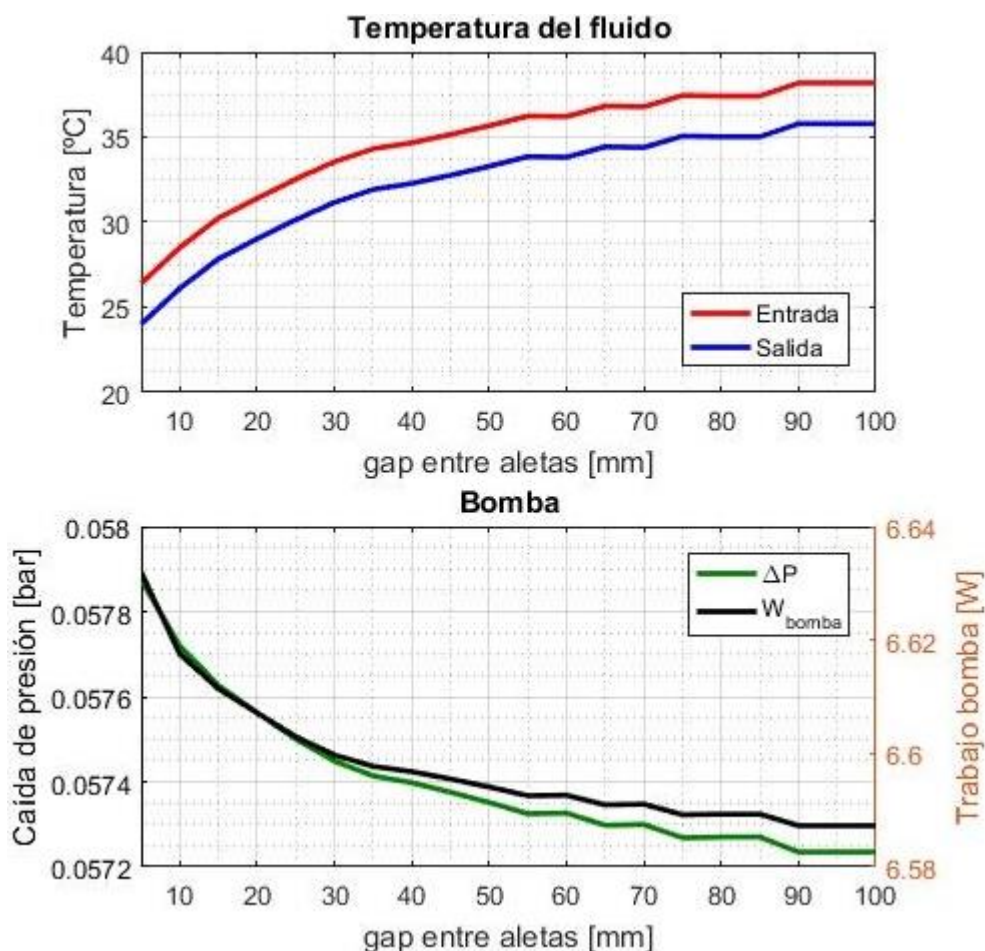


Figura 5.15.- Parámetros de funcionamiento en función del espaciado entre aletas.

### 5.1.15.- Espesor de aletas

Se analiza la importancia del espesor de las aletas variando dicha dimensión entre 1mm y 3mm. Se observa que la refrigeración mejora ligeramente hasta los 2 mm y luego vuelve a empeorar. Esto se debe a que, en ese punto, se prescinde de una aleta, que ya no cabe con la geometría considerada. Sin embargo, es posible vislumbrar la tendencia general. La influencia de este parámetro sería más marcada en aletas de mayor longitud (la considerada en este caso es de 15 mm). Por desgracia, un aumento del espesor acarrea mayores pérdidas aerodinámicas y mayor coste de los materiales.

La dependencia de las pérdidas hidráulicas respecto al espesor de la aleta es muy débil.

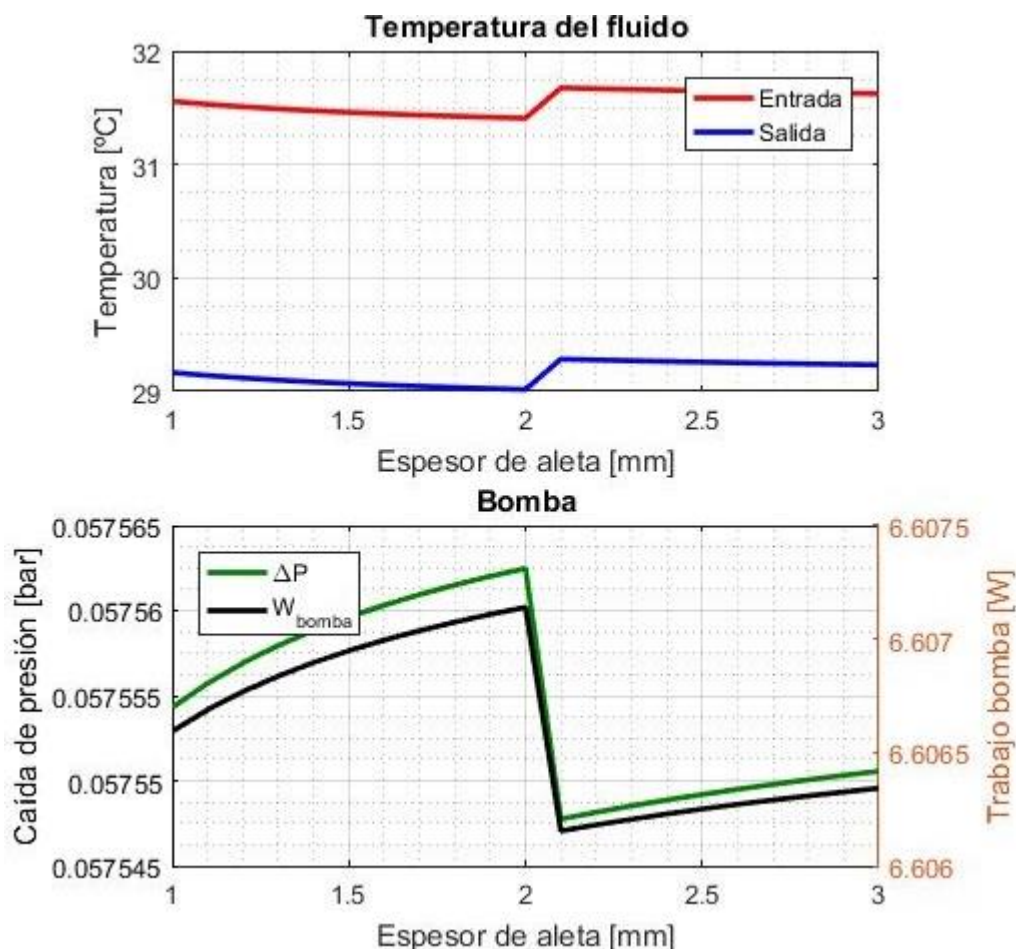


Figura 5.16.- Parámetros de funcionamiento en función del espesor de las aletas.



## 5.1.16.- Rugosidad

Se evalúa la influencia de la rugosidad de los conductos internos sobre el comportamiento del intercambiador. Se consideran rugosidades de entre 10  $\mu\text{m}$  y 300  $\mu\text{m}$ , algo abultadas para muchos procesos de fabricación habituales, pero corrientes en intercambiadores de calor, especialmente después de un tiempo de operación (Tabla 4.6).

Se observa un leve incremento de la refrigeración (unos 0,3°C para la temperatura de entrada al motor), pues la correlación empleada para el flujo interior hace uso del factor de fricción, dependiente de la rugosidad.

En el cálculo de las pérdidas hidráulicas se aprecia la influencia de la rugosidad con mayor claridad (diferencias de en torno a un 15%). Como era de esperar, a mayor rugosidad, se incrementa la potencia demandada por la bomba para impulsar el fluido refrigerante.

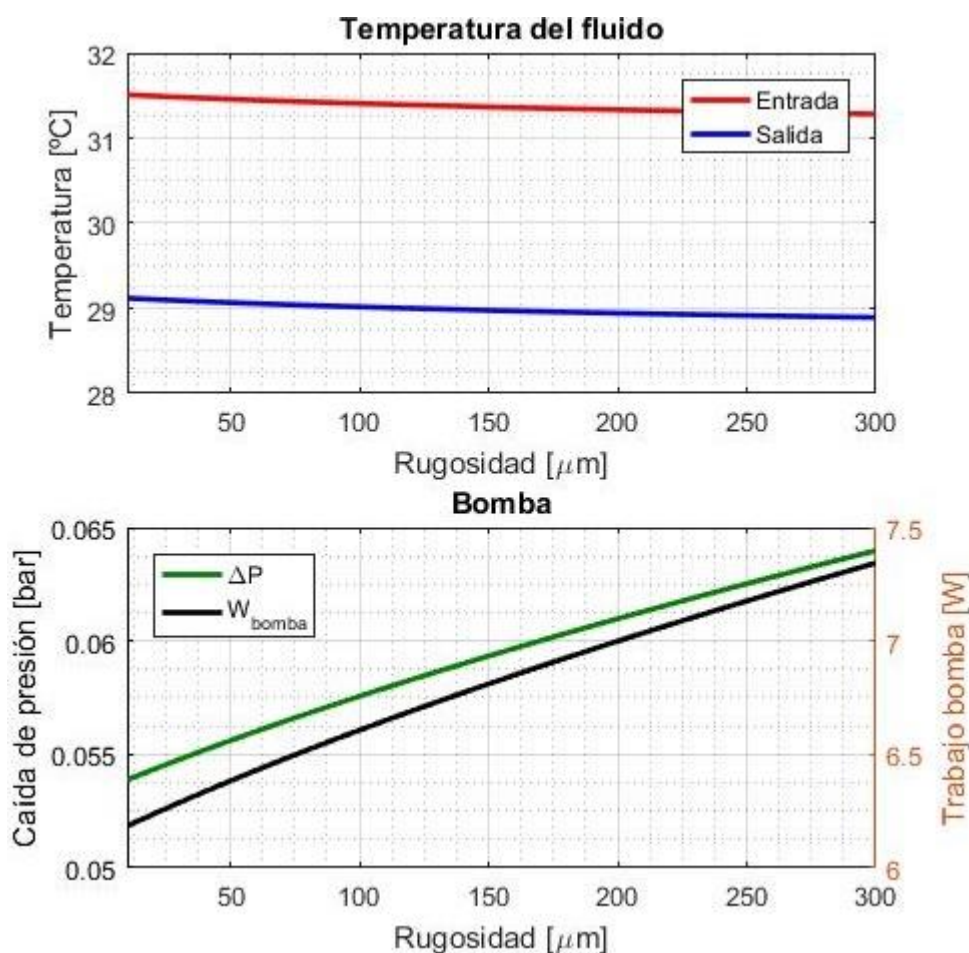


Figura 5.17.- Parámetros de funcionamiento en función de la rugosidad de los conductos internos.



## 5.1.17.- Fluido refrigerante

Se ha investigado la posibilidad de emplear una serie de fluidos refrigerantes distintos del agua. La lista con las características de cada uno se puede consultar en la página 59, pero, por comodidad, se ha condensado en la Tabla 5.2. En las gráficas del presente apartado (Figura 5.18 - Figura 5.20) se muestran los diferentes parámetros de funcionamiento del intercambiador frente al índice de cada fluido en dicha lista.

1	Agua pura	11	Dynalene MV	21	Syltherm 800
2	Aceite SAE 50	12	Jarytherm AX320	22	Syltherm XLT
3	Aceite Chevron 22	13	Jarytherm BT06	23	Therminol 66
4	Aceite Chevron 46	14	Jarytherm CF	24	Therminol ADX10
5	Etanol	15	Marlotherm LH	25	Therminol ALD
6	Isopropanol	16	Marlotherm SH	26	Therminol D12
7	Metanol	17	Marlotherm X	27	Therminol XP
8	Metilciclohexano	18	Paracryol	28	MPG 40
9	Orto-xileno	19	Paratherm CR	29	MEG 40
10	Dowtherm J	20	Santotherm 56		

Tabla 5.2.- Lista de los fluidos de refrigeración estudiados.

En la Figura 5.18 (página siguiente) se han ordenado los fluidos en función de la temperatura de entrada al motor (salida del intercambiador). El orden no sería el mismo si se usase como criterio la temperatura de salida del motor, pues no todos los fluidos poseen el mismo calor específico. Aquellos fluidos con un calor específico alto (ej.: agua) tienen un salto térmico menor y viceversa, de acuerdo con la expresión (2.13).

Se ve que el agua pura (1) es la sustancia que presenta una temperatura más baja, lo que la convertiría en candidata ideal si se exceptúan los problemas de corrosión y congelación. Otros fluidos atractivos atendiendo al mismo criterio serían el alcohol metílico (7), el orto-xileno (9) y el Paratherm CR (19), así como mezclas de agua y anticongelante: con metilenglicol (28) y con etilenglicol (29). Estas últimas, al 40%, aseguran el correcto funcionamiento del intercambiador a temperaturas de hasta  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Por otro lado, se observan unas pérdidas de carga similares entre todas las sustancias, salvo para el aceite SAE 50 (2), donde se disparan (se trata de un lubricante de alta viscosidad). En este criterio se profundiza en los gráficos siguientes, de donde se ha eliminado el SAE 50 para que no distorsione la visualización de los resultados.



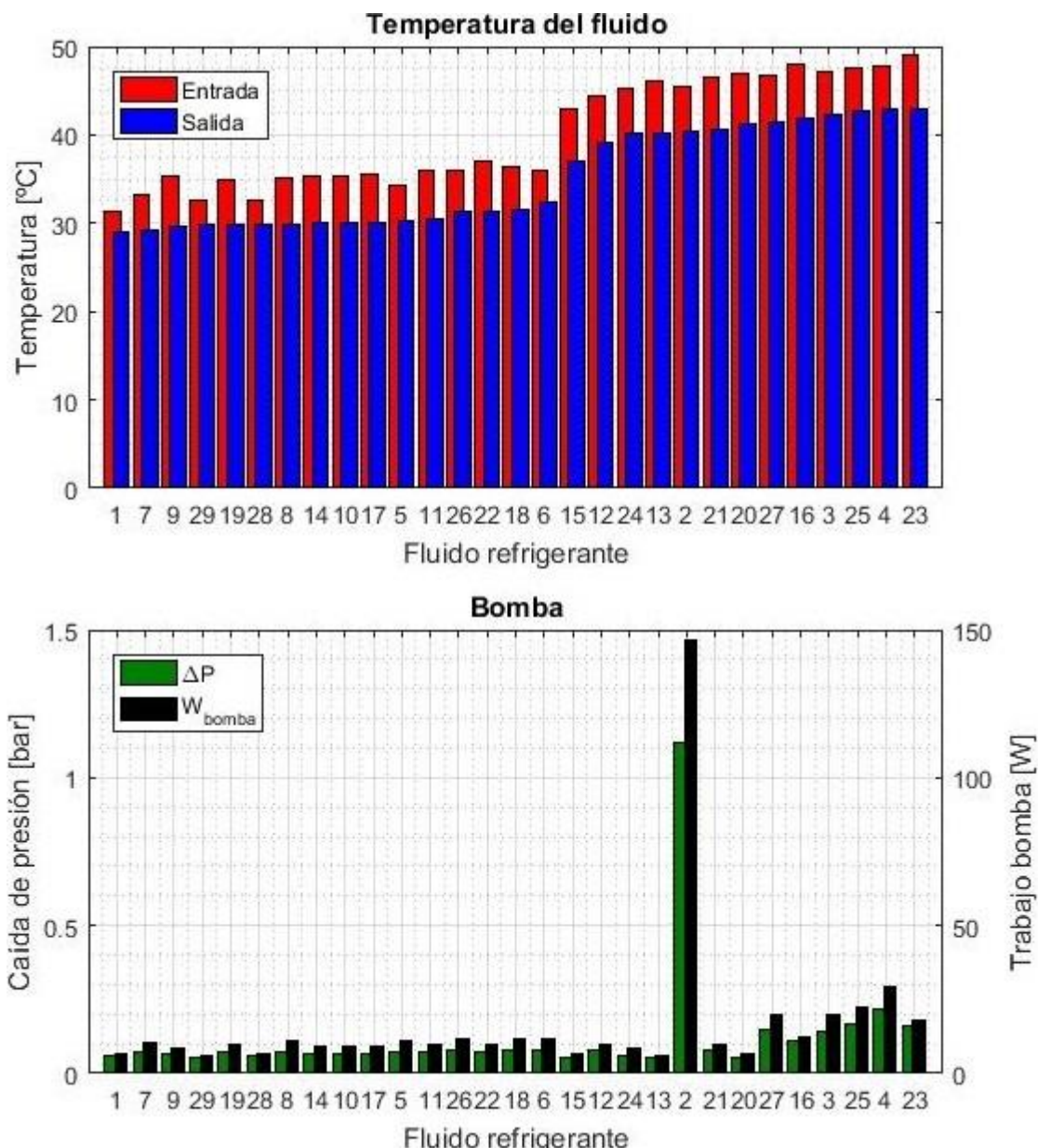


Figura 5.18.- Parámetros de funcionamiento en función del fluido refrigerante empleado (ordenados según su temperatura de salida en sentido creciente).

Por otro lado, en la Figura 5.19 (página siguiente) se han ordenado los fluidos refrigerantes en función de la caída de presión que imponen en el circuito. Según este criterio, las sustancias más interesantes serían los fluidos comerciales Jarytherm BT06 (13), Marlotherm LH (15) y Therminol 59 (20), seguidos de cerca por el agua pura (1) y sus mezclas con anticongelante (28 y 29). Los tres últimos resultarían mucho más económicos que los anteriores que, además, no son capaces de alcanzar los mismos niveles de refrigeración.

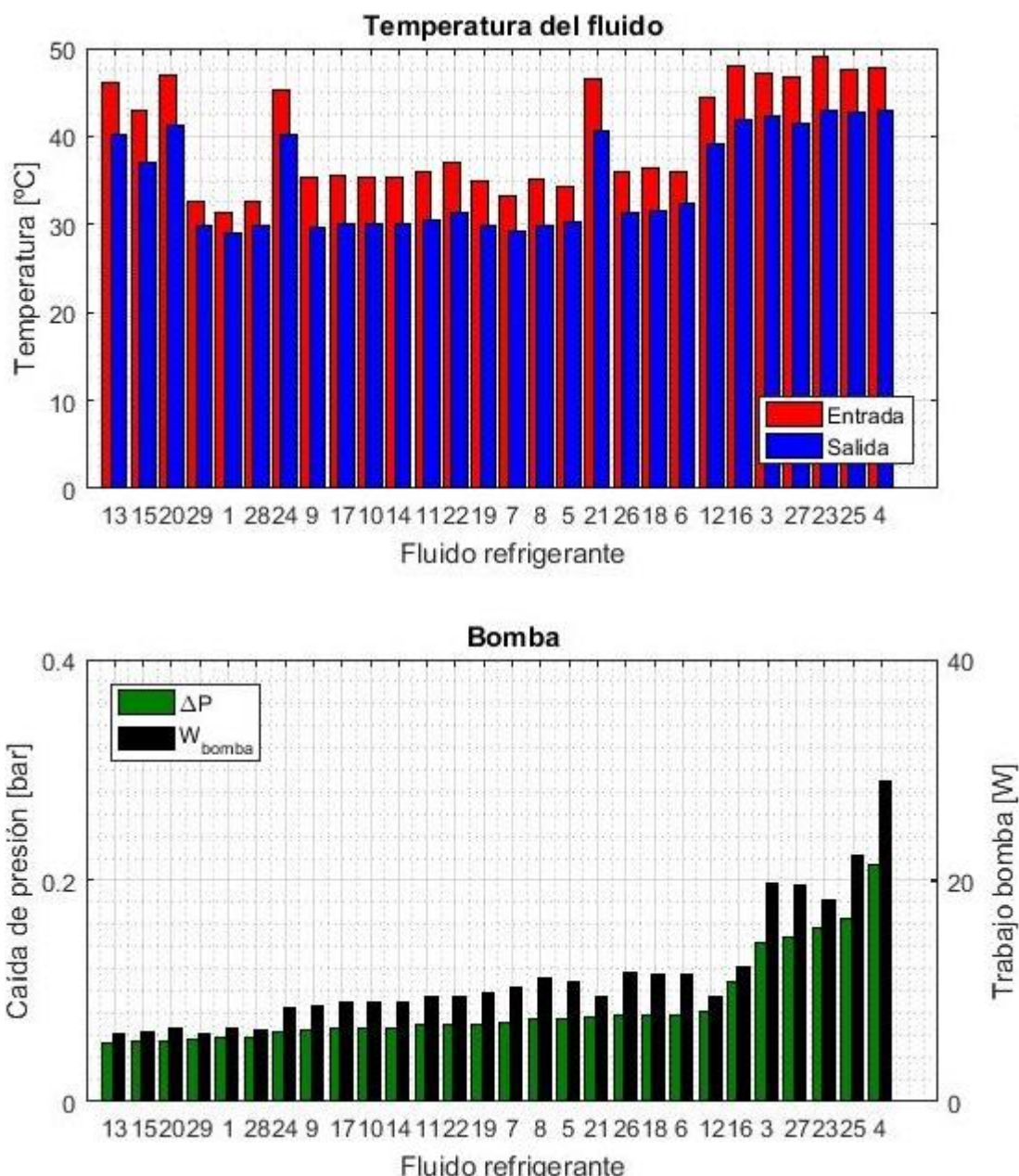


Figura 5.19.- Parámetros de funcionamiento en función del fluido refrigerante empleado (ordenados según su caída de presión en sentido creciente).

Por último, en la Figura 5.20 (página siguiente) se ordenan las sustancias en relación a la potencia que demandaría la bomba para trasegarlas. Puesto que se mantiene el caudal másico, las variaciones respecto a la gráfica anterior se deben únicamente a diferencias de densidad. Se aprecia que, en general, el orden se mantiene. Sin embargo, en este caso, el fluido más atractivo sería la mezcla de agua y etilenglicol.

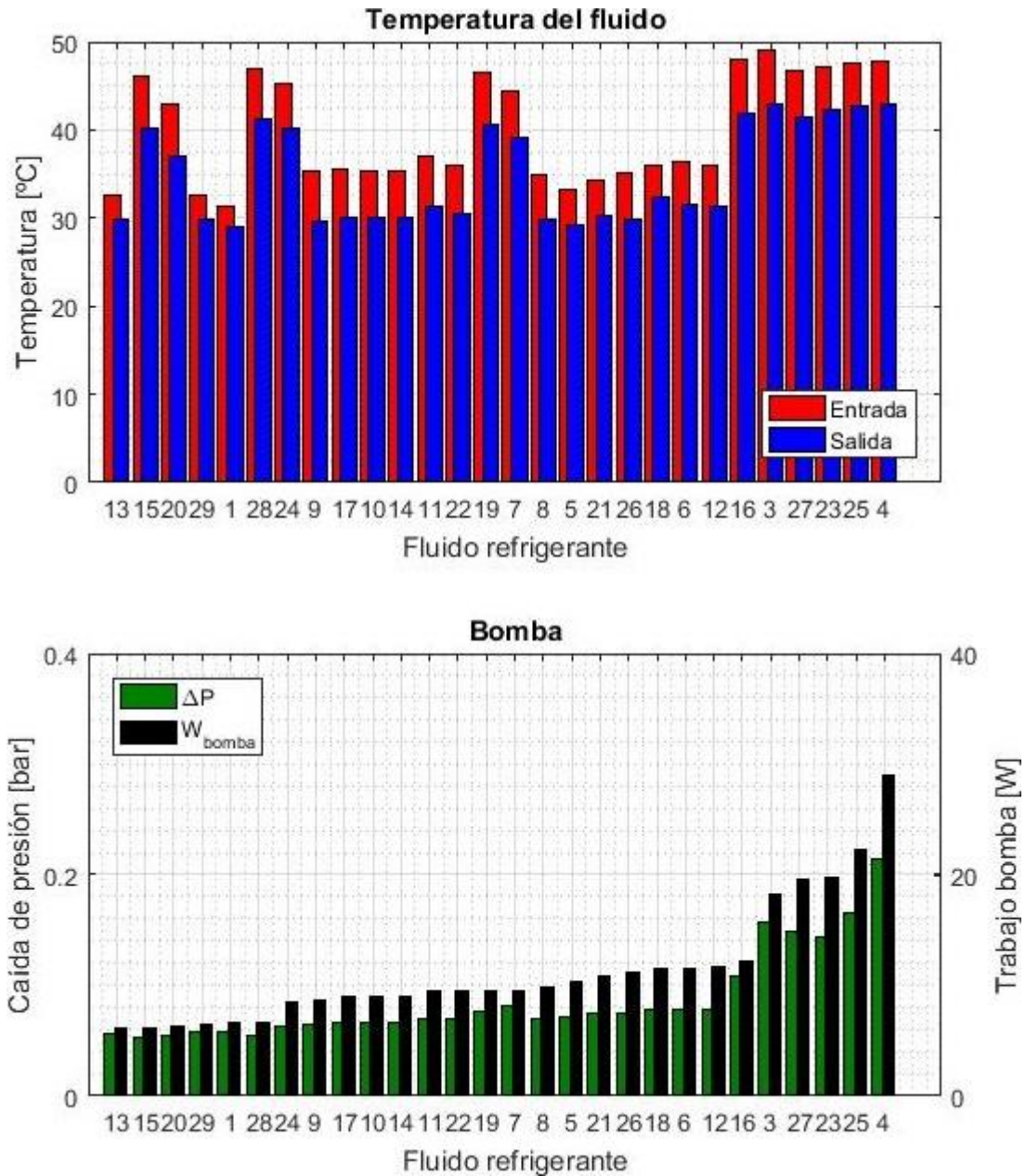


Figura 5.20.- Parámetros de funcionamiento en función del fluido refrigerante empleado (ordenados según la potencia demandada por la bomba en sentido creciente).



## 5.2.- Condiciones externas

### 5.2.1.- Temperatura ambiente

En la Figura 5.21 se analiza la influencia de la temperatura ambiente sobre el funcionamiento del intercambiador, para valores comprendidos entre 0°C y 40°C (teniendo en cuenta que el modelo analizado usa agua pura). Sin embargo, sería conveniente que el intercambiador a desarrollar fuese capaz de funcionar a temperaturas menores (hasta -20°C), pudiendo fijar el límite superior en 30°C. A esta temperatura, el refrigerante debería salir a un máximo de 40°C (lo que se consigue con un margen muy pequeño).

Se puede ver cómo la temperatura del fluido aumenta linealmente con la del aire ambiente, usado para refrigerarlo. Por otro lado, las pérdidas hidráulicas disminuyen ligeramente al descender la densidad del fluido como consecuencia del incremento de temperatura.

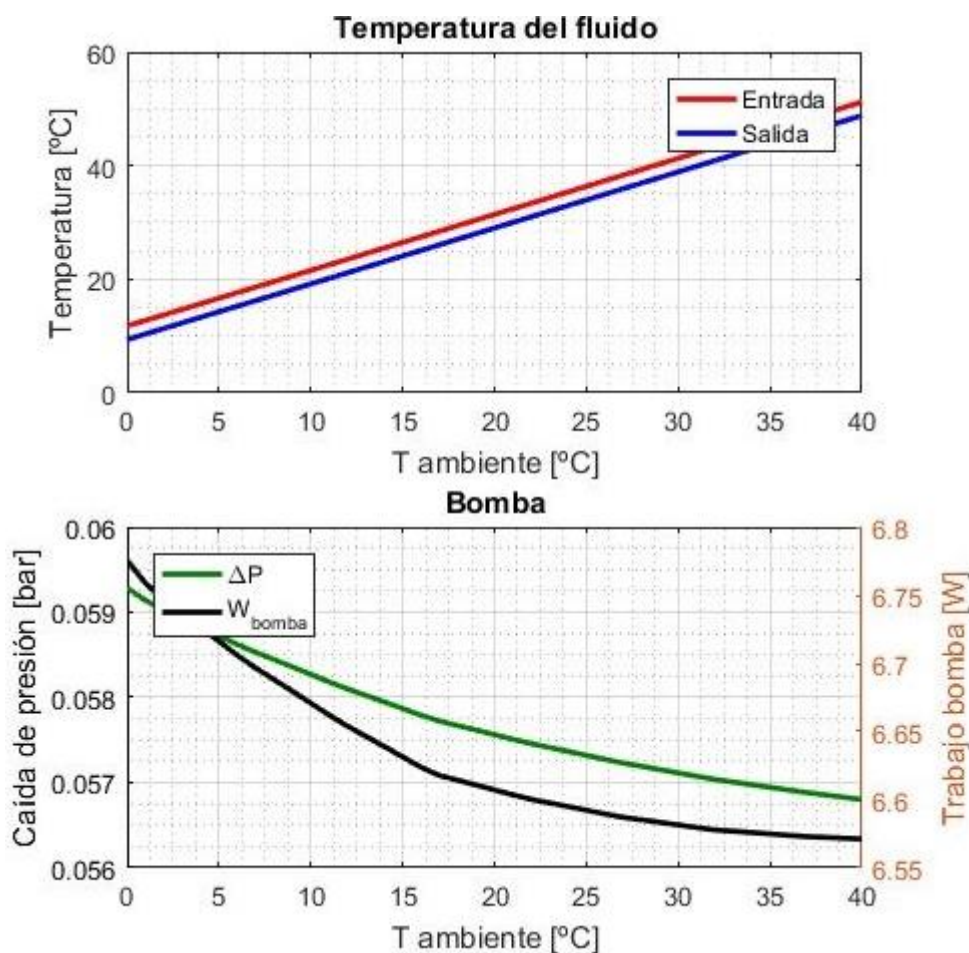


Figura 5.21.- Parámetros de funcionamiento en función de la temperatura ambiente.



## 5.2.2.- Altitud

Finalmente, en la Figura 5.22 se considera la importancia de la altitud sobre el comportamiento del intercambiador, de forma desacoplada respecto de la temperatura ambiente. Como ya se ha visto en la Figura 4.18, la densidad del aire disminuye con la altitud sobre el nivel del mar. Este efecto apenas repercute sobre la refrigeración del ventilador, por lo que se ha añadido la Figura 5.23 (página siguiente), en la que se aprecia un ligerísimo empobrecimiento de la refrigeración (la temperatura del fluido a la salida del intercambiador aumenta  $0,02^{\circ}\text{C}$  en  $4000\text{ m}$ ).

La variación de las pérdidas hidráulicas también resulta despreciable. No lo serán, en cambio, las pérdidas aerodinámicas, que disminuyen de forma apreciable con la densidad del aire.

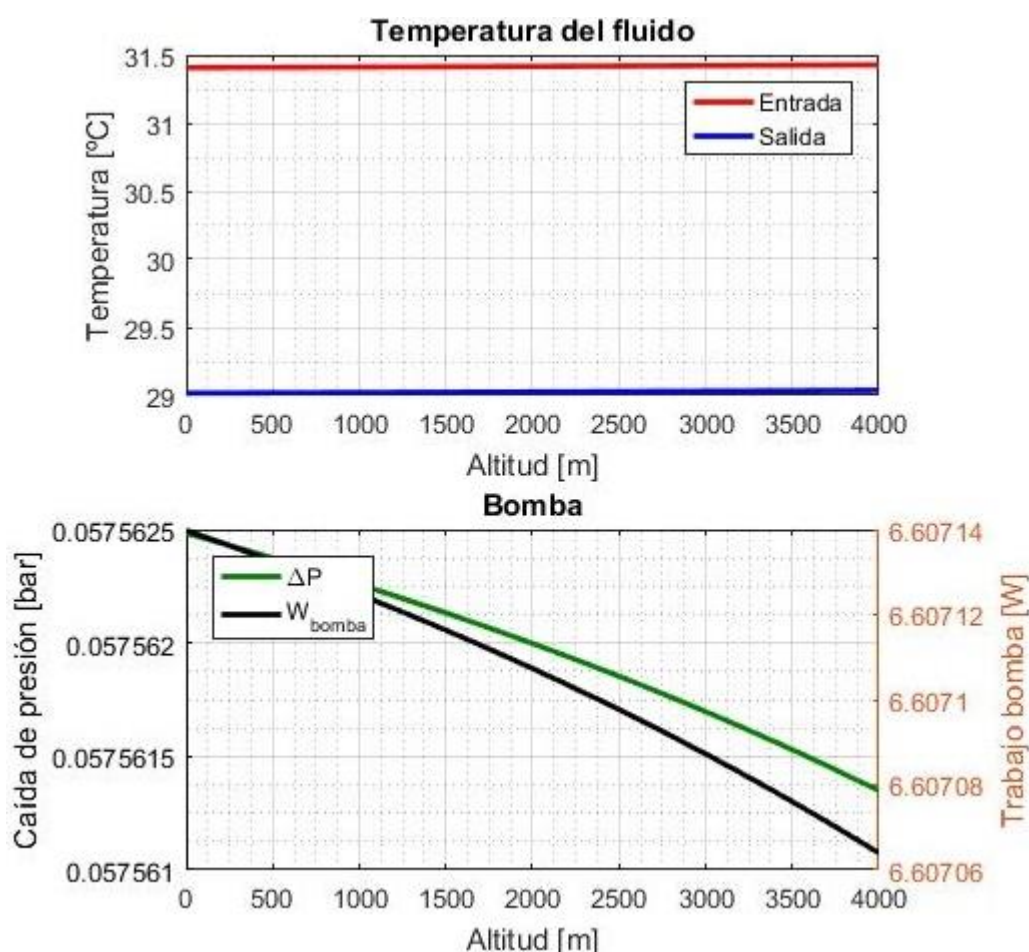


Figura 5.22.- Parámetros de funcionamiento en función de la altitud.

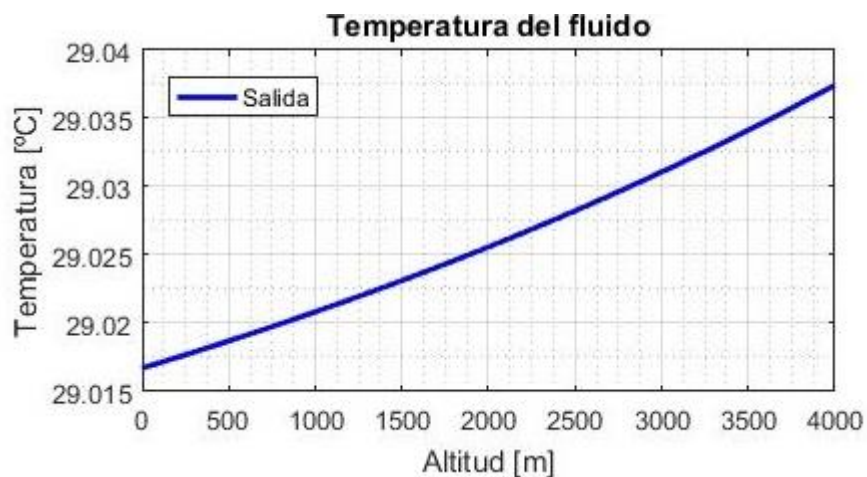


Figura 5.23.- Detalle de la Figura 5.22 para la temperatura de salida del refrigerante.



## 6.- CONFIGURACIÓN PROPUESTA

En base a los resultados obtenidos del código de Matlab y aquellos derivados de las simulaciones, en la Tabla 6.1 se propone una configuración del intercambiador que cumpla con los objetivos establecidos:

Tipo de directriz (plana / elíptica)	Elíptica
Calor a disipar	8 kW
Caudal de refrigerante	0,8 kg/s
Caudal de aire	90 m <sup>3</sup> /s
Número de directrices	5
Disposición de las directrices	Serie
Longitud de directriz	1,5 m
Altura de los conductos	40 mm
Anchura de la pared de las directrices	3 mm
Material de las directrices	Aluminio
Material de las aletas	Aluminio
Longitud de aletas	20 mm
Gap entre aletas	40 mm
Espesor de aletas	2 mm
Rugosidad	100 μm
Fluido refrigerante	MEG 40
Temperatura ambiente	30°C
Altitud	0 m

Tabla 6.1.- Definición del intercambiador propuesto.

El uso de directrices elípticas presenta ventajas aerodinámicas y, debido a su elevada sección de paso, permiten su conexión en serie sin incurrir en unas pérdidas de carga excesivas en el circuito del fluido refrigerante. De esta manera, el coeficiente de convección interior será elevado. Además, se había comprobado que el coeficiente en el exterior también es mayor que en las directrices planas.

Las características del aleteado (*gap*, *L*) permiten doblar la superficie de transmisión de calor con unas pérdidas aerodinámicas razonables (Tabla 4.34) y un rendimiento alto de dichas superficies adicionales, como se verá más adelante.

Se propone el aluminio como material constructivo debido a sus buenas propiedades de transmisión de calor, su resistencia a la corrosión, su bajo peso y su coste razonable. Se decide emplear tanto en las aletas como en la propia directriz.



En cuanto al fluido refrigerante, se plantea el uso del MEG 40 (solución de 40% de etilenglicol en agua) gracias a sus buenas propiedades de refrigeración y a la posibilidad que ofrece de trabajar a bajas temperaturas. Además, resulta muy económico en comparación con la mayoría de las alternativas estudiadas.

Se evaluará el funcionamiento del intercambiador a una temperatura ambiente de 30°C, ya que se trata del máximo considerado desde Zittrón. En este punto, el refrigerante a la salida del intercambiador no debe exceder los 40°C (lo que supone forzar una disminución de la potencia del motor de un 5% para evitar su sobrecalentamiento), aunque lo ideal sería no sobrepasar la cota de los 36°C (donde la potencia entregada podría ser máxima). Se supondrá que el ventilador se encuentra a nivel del mar, aunque este aspecto resulta poco relevante (pág. 116).

Se ejecuta el programa principal de Matlab obteniéndose una serie de resultados, que se discuten en las próximas páginas. En primer lugar (Figura 6.1), aparece un gráfico con las temperaturas de entrada y de salida de cada uno de los fluidos, lo que da una idea general del proceso de refrigeración. Se representan en contracorriente, aunque en la práctica se tiene un flujo entrelazado-paralelo. De esta forma, se puede extraer el  $\Delta T$  usado en el método LMTD con ayuda del nomograma de la Figura 4.4.

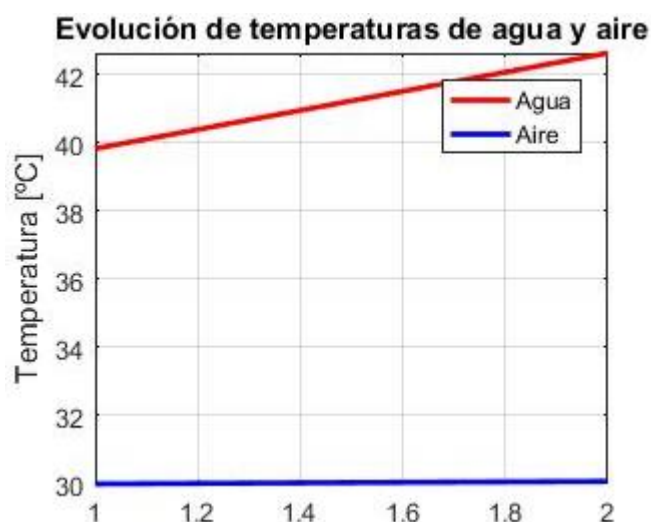


Figura 6.1.- Evolución de las temperaturas de ambos fluidos a contracorriente.

Como ya se ha comentado, el caudal efectivo de aire podría ser menor que el considerado aquí. Esto supondría un incremento algo más acusado de su temperatura, lo que se traduciría en un salto térmico ligeramente menor entre ambas corrientes.



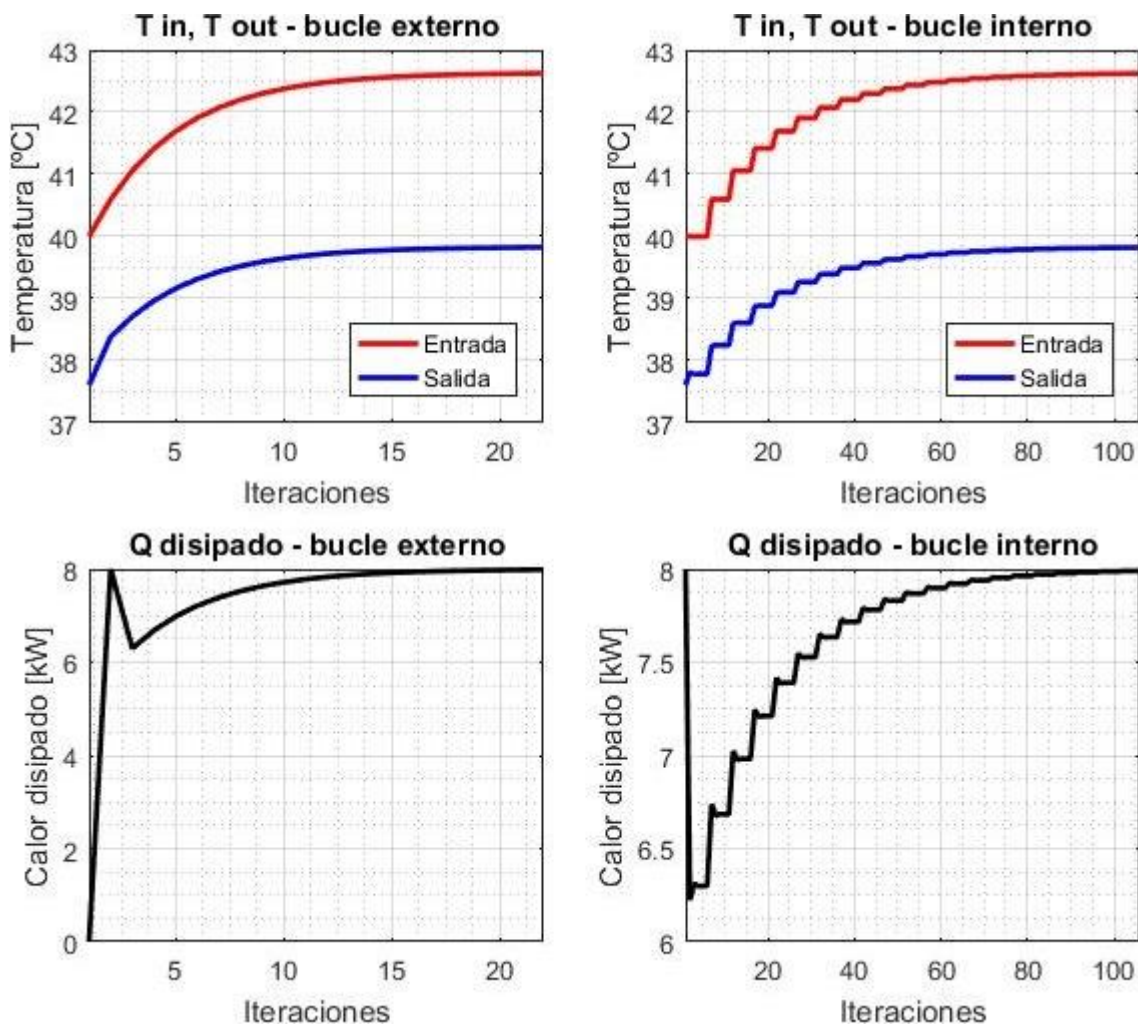


Figura 6.2.- Evolución de las temperaturas (arriba) y del calor disipado (abajo) durante los cálculos.

El siguiente gráfico que enseña el programa (Figura 6.2) corresponde a la evolución de algunas variables durante los cálculos. Se han elegido el calor disipado y las temperaturas de entrada y de salida del intercambiador por ser las más representativas y por haberse empleado como criterios de convergencia. En la parte izquierda se muestran frente al número de iteraciones del bucle externo (*BUCLE 3* del diagrama de la página 38) y, en la parte derecha, frente a las iteraciones del bucle interno (*BUCLE 2* del diagrama de la página 38).

La figura sirve para comprobar que el proceso de cálculo se ha llevado a cabo sin incidencias. Se observa que la convergencia es monótona (salvo para la primera iteración del calor disipado) y se alcanza rápidamente. En el bucle interno se logra de forma mucho más rápida: en una media de 5 iteraciones respecto a las 22 iteraciones del bucle externo.

La última gráfica (Figura 6.3) muestra las resistencias térmicas que se han considerado (*izqda.*) y el perfil de temperaturas que originan en el punto medio (usado para los cálculos) (*dcha.*).

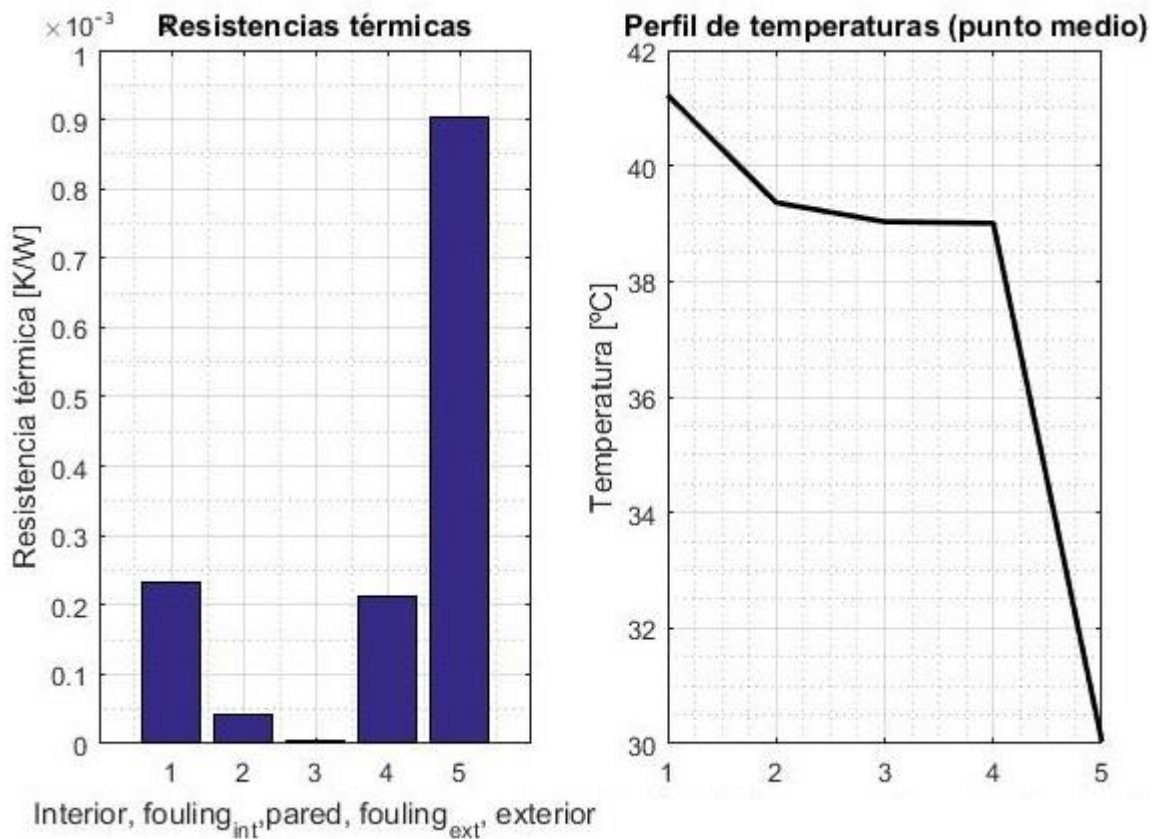


Figura 6.3.- Resistencias térmicas (*izqda.*) y perfil de temperaturas en el punto medio (*dcha.*).

En el primer caso, se contemplan las resistencia de convección interior (1), de ensuciamiento interior (2), de la pared de la directriz (3), de ensuciamiento exterior (4) y la del exterior (5), que tiene en cuenta los fenómenos de convección en la superficie no aleteada y de convección y conducción en las aletas. Se observa claramente que esta última es la más importante de todas, representando algo más del 60% de la resistencia térmica global. En cambio, la pared de la directriz apenas repercute sobre la refrigeración. El problema del ensuciamiento sí tiene cierta relevancia, especialmente en la zona exterior, donde se espera que el aire no sea totalmente limpio (interior de un túnel de metro). Su valor en esa zona es semejante al de la resistencia de convección interior.

Las resistencias anteriores se traducen en el perfil de temperaturas de la parte derecha. Valores altos originan saltos de temperatura elevados (ej.: 9°C desde la superficie exterior al ambiente). Se recuerda que este perfil se obtiene para un punto intermedio de las corrientes de aire y fluido refrigerante.

Aparte de los gráficos comentados anteriormente, el programa de Matlab genera un pequeño informe donde se resumen los datos de entrada introducidos (Figura 6.4) y los resultados obtenidos (Figura 6.5):



```
-----  
DATOS DE ENTRADA  
-----  
Calor a disipar: 8.00 kW (solo MOTOR)  
Fluido refrigerante: MEG_40  
T ambiente: 30.0 °C  
Altitud (sobre nivel del mar): 0 m  
Caudal de agua: 0.80 kg/s  
Caudal de aire: 106 kg/s  
N° de directrices: 5  
Tipo de directriz: ELÍPTICA  
Disposición: SERIE  
Longitud de directrices: 1.00 m  
Altura de directrices: 0.44 m  
Anchura media de las directrices: 75.6 mm  
Anchura media de los conductos: 69.6 mm  
Gap entre guías: 40.0 mm  
Espesor de directriz: 3.0 mm  
Material de directrices: Aluminio  
Conductividad de directriz: 237 W/mK  
Espesor de guías: 2.0 mm  
Rugosidad: 100 micras  
Uso de aletas: SÍ  
Longitud de aletas: 20.0 mm  
Gap entre aletas: 40.0 mm  
Material de aletas: Aluminio  
Conductividad de aletas: 237 W/mK  
Rendimiento de la bomba: 70.00 %
```

Figura 6.4.- Resumen de los datos introducidos en el programa.

La temperatura del refrigerante a la entrada del intercambiador alcanza los 42,6°C, saliendo del mismo a 39,8°C. La velocidad media de paso es de unos 0,3 m/s, valor suficientemente alto para evitar posibles estancamientos y suficientemente bajo para que no se produzca la erosión de las paredes. El número de Reynolds indica que el flujo es turbulento, lo que se traduce en un coeficiente de convección elevado ( $h_{int} = 1069 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). El coeficiente de película en el exterior es mucho menor ( $h_{base} = 128 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $h_{ale} = 148 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), lo que explica que su resistencia térmica sea más alta a pesar del uso de superficies adicionales.



```
-----  
                        RESULTADOS  
-----  
T refrigerante entrada: 42.6 °C  
T refrigerante salida: 39.8 °C  
Velocidad del refrigerante: 0.27 m/s  
Nº de Reynolds interior: 14476  
R térmica interior: 2.33e-04 K/W  
h interior: 1068 W/m2K  
R térmica pared: 3.15e-06 K/W  
R térmica ensuciamiento interior: 4.15e-05 K/W  
R térmica ensuciamiento ext: 2.13e-04 K/W  
R térmica ext (NO ALETA): 1.85e-03 K/W  
h base: 128.4 W/m2K  
R térmica (ALETA): 1.76e-03 K/W  
h ale: 147.8 W/m2K  
R térmica ext (TOTAL): 9.02e-04 K/W  
Caída de presión en directrices: 1.09 bar  
Caída de presión lineal: 0.05 bar  
Caída de presión codos: 0.86 bar  
Nº de codos (en serie): 50  
Potencia consumida por la bomba: 119 W
```

Figura 6.5.- Resumen de los resultados obtenidos.

En cuanto a las pérdidas hidráulicas, se tiene una caída de presión de presión de 1,1 bar, provocado principalmente por los codos (0,86 bar) y, en menor medida, por los tramos rectos (0,05 bar). El restante se debe al coeficiente del 20% que representa las pérdidas en los conductos de alimentación y conexión entre directrices. En consecuencia, la bomba requiere una potencia de 119W para impulsar el fluido a lo largo de las directrices. A dichas pérdidas hidráulicas se les deben sumar las propias del circuito interno de refrigeración del motor, cuyo diseño no atañe al presente anteproyecto. Como idea orientativa, se puede tomar el valor máximo garantizado por Leroy Somer para el motor considerado: 1 bar. Suponiendo dicha cifra, la potencia de la bomba esperable sería aproximadamente el doble (unos 250 W) que la de salida del programa. En todo caso, resulta casi despreciable frente a la potencia del motor. Añadiendo las pérdidas aerodinámicas de las directrices (362 Pa), el rendimiento del ventilador sería de un 79,5%. A este valor habría que descontarle las pérdidas aerodinámicas en otros elementos (rejilla, salida de cables, soportes de la cazoleta, etc.).

Variando la temperatura de entrada de aire, se determina que 26,1°C sería el valor máximo para el que no habría limitación de potencia (refrigerante entrando al motor a 36°C).

En los anexos (pág. 139), puede consultarse el plano preliminar de una de las directrices cuyo diseño se propone en este capítulo. Al tratarse de un anteproyecto, no se pretende definir la totalidad de los aspectos necesarios para la fabricación, lo que competiría a una segunda fase, sino simplemente acotar las dimensiones principales. Del mismo modo, restaría definir los conductos de alimentación, vaso de expansión, válvula de seguridad, etc. Para ello, sería necesario disponer de todos los datos del motor a refrigerar.



## 6.1.- Otros aspectos

### 6.1.1.- Rendimiento de las aletas

Se emplean dos parámetros [5] para determinar si el uso de aletas está justificado y si están adecuadamente dimensionadas. Dichos parámetros son, respectivamente, el coeficiente de disipación ( $\varepsilon$ ) y la efectividad ( $\chi$ ). El primero, ecuación (6.1), se define como la relación entre la potencia disipada por la aleta y la potencia que se disiparía desde el área que ocupa la aleta en la directriz si no se hubiesen añadido superficies adicionales. Por otro lado, la efectividad, ecuación (6.2), se define como la fracción entre la potencia disipada entre la que se disiparía si toda la aleta se mantuviese a la temperatura de la base.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{ale}}{A_{ale} \cdot h_{base} \cdot (T_0 - T_\infty)} = \frac{\dot{Q}_{ale}}{(P_a \cdot L + a \cdot w_a) \cdot h_{base} \cdot (T_0 - T_\infty)} \quad (6.1)$$

$$\chi = \frac{\dot{Q}_{ale}}{A_{ale} \cdot h_{ale} \cdot (T_0 - T_\infty)} = \frac{\dot{Q}_{ale}}{(a \cdot w_a) \cdot h_{ale} \cdot (T_0 - T_\infty)} \quad (6.2)$$

Donde  $\dot{Q}_{ale}$  se obtiene a partir de la expresión (4.42). El resto de variables se explican en el capítulo 4.2.3.9.- (pág. 49).

Como se deduce fácilmente a partir de su definición, la efectividad presentará valores comprendidos en el intervalo (0,1), donde las cifras cercanas al extremo superior indican un buen aprovechamiento de la superficie de la aleta, mientras que las cifras bajas muestran que una parte importante de la superficie adicional apenas contribuye a la disipación. Este último caso ocurre en aletas con altos coeficientes de convección, baja conductividad, largas y/o estrechas, donde el enfriamiento solo tiene lugar en tramo cercano a la base.

Por su parte, el coeficiente de disipación puede tomar cualquier valor positivo. Si es menor de la unidad, indica que la superficie adicional aislaría térmicamente la directriz dificultando la disipación de calor, por lo que se desaconsejaría su uso. En la práctica, se toma un valor de  $\varepsilon > 2$  como criterio general para saber si es atractivo el empleo de superficies adicionales.

Tras hacer los cálculos, Matlab arroja unos resultados de  $\varepsilon = 22,2$  y de  $\chi = 0,917$ . Se concluye que el uso de aletas está justificado y que un aumento de su longitud aún contribuiría significativamente a una mayor disipación de calor. Sin embargo, esta dimensión se limita por temas aerodinámicos, no térmicos. Por último, en la Figura 6.6 se muestra la evolución, a lo largo de la aleta, de la temperatura. Se comprueba que ésta no desciende de forma notable respecto de la base, lo que se traduce en el dato de efectividad antes obtenido.

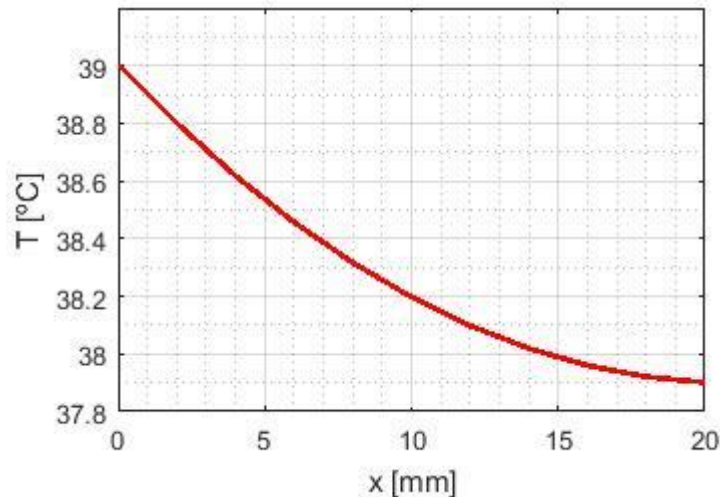


Figura 6.6.- Evolución de la temperatura a lo largo de la aleta. Temperatura ambiente: 30°C.

### 6.1.2.- Ensuciamiento

El análisis se ha realizado suponiendo que el intercambiador lleva cierto tiempo funcionando y que, tanto en sus paredes interiores como en las exteriores, se ha ido acumulando algo de suciedad (depósitos, partículas, etc.). Si finalmente se fabrica y se ensaya el intercambiador, las pruebas iniciales deberían arrojar unos resultados que conducirían al optimismo, pues aún no existe el problema mencionado. Para que las conclusiones sean realistas, los resultados de los ensayos deberían ser comparados con aquellos que proporciona el programa de Matlab para una situación sin ensuciamiento y que, resumidamente, se muestran en este apartado.

En la Figura 6.7 se observa que las únicas resistencias térmicas consideradas son las de convección y la propia de la pared, lo que se traduce en un perfil de temperaturas con solo cuatro niveles (aparentemente tres), todos ellos desplazados hacia abajo respecto al caso anterior (Figura 6.3). De hecho, la disipación de calor se ha favorecido de tal manera que la temperatura a salida del intercambiador (entrada del motor) ha descendido 2°C (pasando de 39,8°C a 37,8°C). Algo similar ocurre con la temperatura en la entrada del intercambiador, mientras que el resto de parámetros se mantienen aproximadamente constantes.

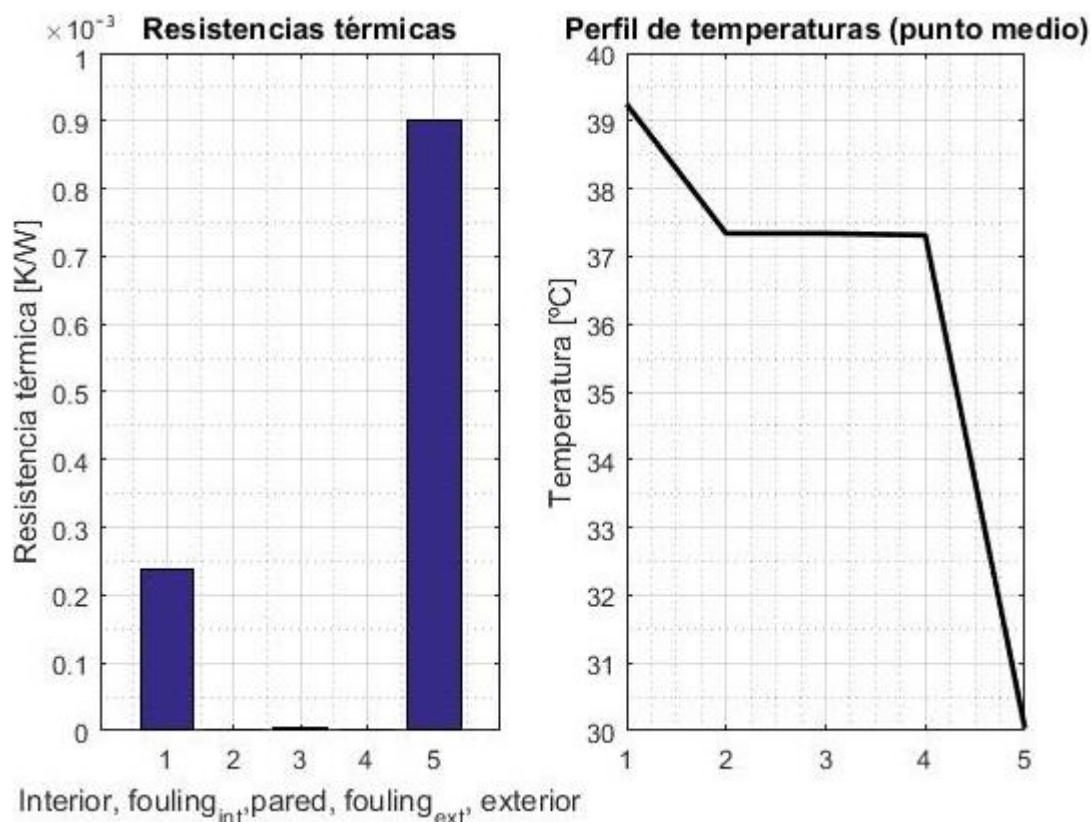


Figura 6.7.- Resistencias térmicas (*izqda.*) y perfil de temperaturas en el punto medio para una condición sin ensuciamiento (*dcha.*).

### 6.1.3.- Fabricación

La forma elíptica de los perfiles imposibilita la fabricación por extrusión en la dirección longitudinal de la directriz. En su lugar, se propone una idea de fabricación alternativa: curvar chapas de aluminio para formar la directriz. Previamente, sobre estas chapas se realizarían unas ranuras mediante corte láser (Zitrón dispone de una máquina para tal fin) sobre las que se encajarían otras planchas planas con forma elíptica y que formarían simultáneamente los conductos internos y las aletas exteriores. Seguidamente, sería necesario soldar todas las piezas.

El uso de aluminio solventa importantes problemas encontrados con otros materiales: el acero al carbono necesitaría el uso de fluidos refrigerantes no corrosivos (más caros y de peores prestaciones) o bien algún tipo de recubrimiento (ej.: galvanizado o pintura), que se deterioraría a la hora de soldar. El acero inoxidable, por su parte, resulta más costoso y difícil de conformar, además de presentar una conductividad térmica muy inferior, que dificulta la transmisión de calor. Sin embargo, el problema del aluminio reside en su menor límite elástico, por lo que se deben tener en cuenta qué cargas deberán soportar las directrices para elegir con cuidado el tipo de aluminio a emplear y, en caso de ser necesario, añadir directrices convencionales en acero y/o refuerzos en las de aluminio. Los efectos de la presión existente en el interior de las directrices son despreciables, como se demuestra en el anexo 11.5.- (pág. 142).



## 7.- CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

### 7.1.- Sobre el programa

Se ha elaborado un programa en entorno Matlab para el análisis de un intercambiador que disipe el calor generado en un ventilador industrial con el fin de determinar la configuración que proporciona un mayor rendimiento. Es una herramienta versátil, sencilla, rápida y económicamente competitiva:

- Aunque en este TFM se ha centrado el análisis en un modelo de ventilador, el programa desarrollado posibilita evaluar intercambiadores para otros modelos, variables tanto en dimensiones como en potencia y caudal.
- Permite su uso por personal con un mínimo de formación en ventilación y en transmisión de calor (necesaria para fijar condiciones realistas e interpretar los resultados), no requiriendo formación específica en software Matlab. Basta con cambiar ciertos parámetros indicados con claridad en el programa principal.
- Cuando se considera un diseño determinado, proporciona los resultados al instante. Evaluar múltiples configuraciones no lleva más de unos pocos segundos.
- Permite analizar la influencia de un elevado número de variables (más de 20, teniendo en cuenta parámetros geométricos, potencias, caudales, ensuciamientos, etc.), de manera que se facilita una gran cantidad de información para acometer el diseño.
- Al tratarse de simulaciones de ordenador, el coste de evaluar diferentes diseños es mínimo (únicamente el software y el tiempo de análisis de los resultados). El ensayo de prototipos, en cambio, resultaría más laborioso y caro.

### 7.2.- Sobre los resultados

A través de las simulaciones en Fluent y del uso del programa en Matlab se han alcanzado las siguientes conclusiones:

- En el aspecto de refrigeración, se han obtenido resultados acordes con la bibliografía (para flujo interior y para exterior con directrices planas). En el aspecto aerodinámico, los resultados también concuerdan.
- Se han extraído valores de coeficientes de convección para situaciones no presentes en la bibliografía (flujos torsionados, directrices elípticas y directrices con aletas).
- Se ha observado una mejor refrigeración con un flujo torsionado que con uno totalmente axial. Respecto al rendimiento aerodinámico se detecta el efecto contrario.
- Se aprecia una mejora en la refrigeración al emplear directrices elípticas respecto a otras planas. Además, las pérdidas aerodinámicas son menores (al menos con flujo torsionado).
- El empleo de aletas aumenta el coeficiente de convección. Sin embargo, las superficies adicionales repercuten negativamente sobre el rendimiento aerodinámico.





- Un aumento muy notable en la longitud de las directrices no repercute en la misma proporción sobre la refrigeración alcanzada.
- El apilamiento excesivo de aletas no mejora necesariamente la refrigeración (sobre todo con directrices largas) y provoca una caída de presión importante.
- El espesor y el material de construcción de la directriz apenas afecta al desempeño del intercambiador. El material de las aletas sí resulta más relevante.
- El aumento de la longitud de las aletas más allá de los 30 mm no mejora significativamente la refrigeración (con la geometría considerada).
- La conexión de las directrices en paralelo reduce enormemente las pérdidas hidráulicas, aunque la refrigeración sea algo menor. Aun así, la conexión en serie es asumible bajo ciertas condiciones (directrices elípticas).
- El aumento del caudal de refrigerante no necesariamente disminuye la temperatura de entrada del agua al motor.
- El fluido más interesante desde el punto de vista de refrigeración es el agua pura, pero adolece de importantes inconvenientes (congelación, corrosión).
- Los aceites presentan peores resultados (tanto en refrigeración como en pérdidas hidráulicas).
- Los fluidos térmicos, aunque permiten funcionar en rangos amplios de temperatura, no resultan interesantes para esta aplicación. El agua con anticongelante de tipo glicol posee las mejores cualidades.
- La máxima temperatura ambiente es el factor crítico en la viabilidad técnica del intercambiador.
- El ensuciamiento de las superficies interiores y exteriores juega un papel importante sobre el comportamiento del ventilador.

## 7.3.- Trabajos futuros

A continuación, se proponen diversas líneas para posibles trabajos futuros:

- Algunos aspectos del programa en Matlab se basan en una serie de simulaciones en Fluent, sujetas a ciertas limitaciones (ya comentadas anteriormente). Con mayor capacidad computacional sería posible vencer algunas de ellas, por ejemplo:
  - Las simplificaciones de los dominios computacionales (se mallaría el dominio completo).
  - La suposición de una velocidad constante en módulo y dirección a la entrada (se simularía el rodete).
  - La suposición de una temperatura en la pared de la directriz (se tendría en cuenta el fluido que circula por el interior, sobre el que se impondría una temperatura en la entrada).
- Convendría simular otras configuraciones que no se han tenido en cuenta hasta ahora (otras longitudes de aleta, espaciados, etc.).
- En una siguiente fase del proyecto, habría que definir el motor, las conexiones de éste con las directrices y de las directrices entre sí, la bomba, el vaso de expansión y una válvula que corte la refrigeración en caso de incendio.
- Definido el motor, habría que comprobar las cargas. En caso de ser necesario, se añadirían directrices convencionales de acero y/o refuerzos sobre las de aluminio.



- Calcular el aislamiento del motor necesario para soportar el ensayo de alta temperatura.
- Fabricación y montaje del intercambiador sobre un ventilador. Ensayarlo para verificar que la refrigeración es adecuada. Las pruebas se podrían acometer en dos fases:
  - Introduciendo agua caliente de la red (a través de un caudalímetro) y midiendo el enfriamiento alcanzado (con sondas de temperatura).
  - Conectando un motor de refrigeración líquida por medio de un circuito cerrado, ponerlo a funcionar y realizar medidas de temperatura sobre los devanados para confirmar que no se producen sobrecalentamientos.



## 8.- PLANIFICACIÓN

La elaboración del presente TFM se ha dividido en 8 tareas, detalladas en la Tabla 8.1.

Tarea	Inicio	Fin	Duración
Recopilación de la bibliografía	04/02/2019	08/02/2019	5 días
Estudio de la bibliografía	05/02/2019	15/02/2019	11 días
Evaluación inicial de configuraciones	11/02/2019	15/03/2019	33 días
Elaboración del programa en Matlab	18/02/2019	07/06/2019	110 días
Realización de simulaciones en Fluent	04/03/2019	24/05/2019	82 días
Redacción	03/06/2019	28/06/2019	26 días
Extracción de resultados	10/06/2019	19/06/2019	10 días
Revisión	29/06/2019	10/07/2019	12 días

Tabla 8.1.- Tareas llevadas a cabo durante la elaboración del proyecto.

En la Figura 8.1 se muestra el diagrama de Gantt del presente TFM, de acuerdo con las tareas anteriores.

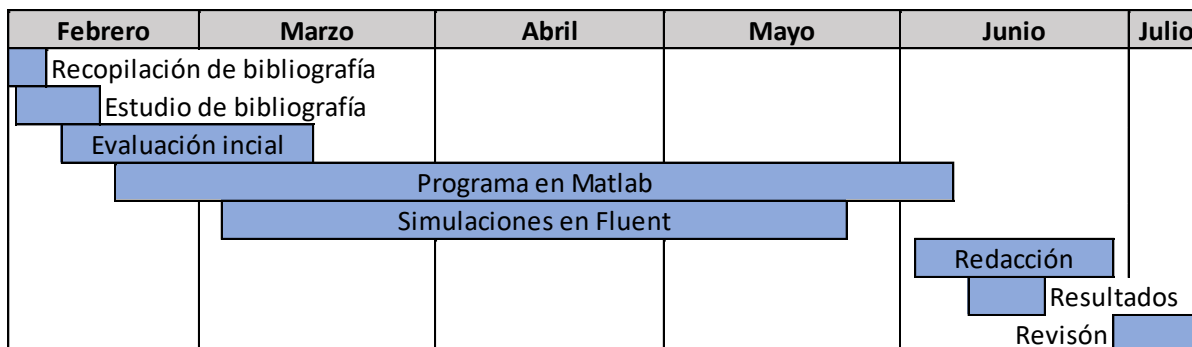


Figura 8.1.- Diagrama de Gantt del proyecto.



## 9.- PRESUPUESTO

A continuación, se detalla el coste del proyecto, desglosado en dos apartados: mano de obra (Tabla 9.1) y licencias de software (Tabla 9.2, Tabla 9.3).

Tarea	Horas de trabajo (h)	Coste horario (€/h)	Coste total (€)
Recopilación de la bibliografía	15	30	450
Estudio de la bibliografía	30	30	900
Evaluación inicial de configuraciones	40	30	1.200
Elaboración del programa en Matlab	120	30	3.600
Realización de simulaciones en Fluent	250	30	7.500
Redacción	80	30	2.400
Extracción de resultados	30	30	900
Revisión	20	30	600
Coste total de la mano de obra			17.550

Tabla 9.1.- Costes de mano de obra.

Licencias de software	Coste (€)
Paquete MS Office 2019	299
Autodesk Inventor	2.614
Matlab	800
Ansys Fluent	11.048
Maxima <sup>1</sup>	0
Quite Universal Circuit Simulator <sup>2</sup>	0

Tabla 9.2.- Costes de licencia de software.

La licencia de Office es permanente, mientras que las de Matlab e Inventor tienen un año de duración. El coste de Fluent se corresponde con el de mantenimiento anual. En la Tabla 9.3, se aplica a los costes anteriores la parte proporcional del tiempo de uso de cada licencia para este trabajo. Se considerará una duración de 4 años para Office, a partir de la cual se renovaría la versión.

<sup>1</sup> Usado puntualmente en la manipulación de los coeficientes de propiedades del aire (cambio de unidades).

<sup>2</sup> Usado puntualmente para el dibujo de circuitos térmicos como analogía de circuitos eléctricos.



Licencias de software	Coste (€)
Paquete MS Office 2019	127,79
Autodesk Inventor	981,15
Matlab	284,93
Ansys Fluent	2.512,28
Coste total de licencias de software	3.906,15

Tabla 9.3. Costes de licencias de software imputables al proyecto.

En la Tabla 9.4 se tiene en cuenta la mano de obra y las licencias de software para el cálculo del coste total.

Concepto	Coste (€)
Mano de obra	17.550,00
Licencias de software	3.906,15
Coste total bruto	2.1456,15
Beneficio industrial (8%)	1.716,49
Coste total sin impuestos	2.3172,64
IVA (21%)	4.866,25
<b>Coste total del proyecto</b>	<b>28.038,90</b>

Tabla 9.4. Costes totales del proyecto.

Firmado:

Adrián Salvado García, autor del proyecto



## 10.- BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, Transferencia de calor y masa, Mc Graw Hill, 4ª ed.
- [2] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), VDI Heat Atlas, Springer, 2ª ed.
- [3] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), VDI Heat Atlas (2ed), Springer, 2010.
- [4] M. Bahrami, «Forced convection heat transfer,» 2009.
- [5] M. Prieto y I. Suárez, Transmisión de calor - Apuntes, Ediuno, 2008.
- [6] F. P. Incropera y D. P. D. Witt, Fundamentos de transferencia de calor, Pearson, 1999 (4ª ed).
- [7] I. Prieto, Apuntes de Centrales térmicas, Uniovi.
- [8] Wikipedia, «Heat exchanger - Wikipedia,» [En línea]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_exchanger](https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchanger). [Último acceso: 12 06 2019].
- [9] Z. K. Kadhim, M. S. Kassim y A. Y. A. Hassan, «Effect of integral Finned tube on heat transfer characteristics for cross flow heat exchanger,» *International Journal of Computer Applications*, vol. 139, nº 3, 2016.
- [10] Y. Pysmenny, G. Polupan, I. Mariscal y F. Silva, Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aleteados, Reverté, 2007.
- [11] Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón, *Apuntes de Ingeniería Térmica*, Curso 2014/15.
- [12] Maplesoft, «Designing a more effective car radiator,» 2008. [En línea]. Available: [www.maplesoft.com/appsbriefs](http://www.maplesoft.com/appsbriefs). [Último acceso: 20 05 2019].
- [13] AENOR, «Norma UNE-EN 12101-3,» 2016.
- [14] K. M. Munisamy, R. Govindasamy y S. K. Thangaraju, «Experimental investigation on design enhancement of axial fan using fixed guide vane,» de *7th International Conference on Cooling & Heating Technologies*, 2014.



- [15] Leroy Somer, «Catálogo de motores refrigerados por agua,» [En línea]. Available: [www.leroy-somer.com/documentation\\_pdf/5369\\_en.pdf](http://www.leroy-somer.com/documentation_pdf/5369_en.pdf). [Último acceso: 2019 04 10].
- [16] Rover Pompe, «Catálogo de productos,» [En línea]. Available: <http://www.roverpompe.com/it/downloads>. [Último acceso: 14 06 2019].
- [17] I. Idelchik, *Handbook of hydraulic resistance*, Begell House, 1996.
- [18] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa* (4 ed), Mc Graw Hill, 2011.
- [19] Universidad de Valladolid, *Apuntes de Transmisión de calor*, Curso 2013/14.
- [20] E. Pohlhausen, «Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung,» 1921.
- [21] G. Kroujiline, «Investigation de la Couche –limite Thermique,» 1936.
- [22] H. Schlichting, *Grenzschicht-Theorie* (3 ed), Springer, 1958.
- [23] Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón, *Apuntes de Mecánica de Fluidos*, Curso 2015/16.
- [24] VIOT, «Air pressure and altitud above sea level,» [En línea]. Available: [viot.us/airpressure.html](http://viot.us/airpressure.html). [Último acceso: 21 04 2019].
- [25] Chevron, «Chevron Heat Transfer Oil - Grados 22, 46,» [En línea]. Available: <https://cglapps.chevron.com/msdspds/PDSDetailPage.aspx?docDataId=77160&docFormat=PDF>. [Último acceso: 14 05 2019].
- [26] Celsius, «Caractéristiques des fluides thermiques,» [En línea]. Available: <http://www.celsius-process.com/outils.php>. [Último acceso: 13 05 2019].
- [27] The Dow Chemical Company, «Guía de línea de productos de fluidos de transferencia de calor,» [En línea]. Available: <http://msdssearch.dow.com/webapps/include/GetDoc.aspx?filepath=/heattrans/pdfs/noreg/176-01509.pdf&pdf=true>. [Último acceso: 14 05 2019].
- [28] Arkema, «Jarytherm heat-transfer fluids,» 15 05 2019. [En línea]. Available: <https://www.arkema.com/en/products/product-finder/range-viewer/Jarytherm-heat-transfer-fluids/>.



- [29] Sasol, «Marlotherm heat-transfer fluids,» [En línea]. Available: <http://www.sasoltechdata.com/MarketingBrochures/Marlotherm.pdf>. [Último acceso: 15 05 2019].
- [30] Paratherm, «Paratherm CR,» [En línea]. Available: <https://www.paratherm.com/heat-transfer-fluids/paratherm-cr-heat-transfer-fluid/>. [Último acceso: 14 05 2019].
- [31] Eastman, «Therminol product selection guide,» [En línea]. [Último acceso: 14 05 2019].
- [32] Ansys, Gambit Tutorial Guide, 2004.
- [33] Ansys, «Ansys Learning Hub,» [En línea]. Available: <https://www.ansys.com/services/learning-hub>. [Último acceso: 15 03 2019].
- [34] Ansys Fluent, Fluent user's guide.
- [35] J. G. Corominas, «Heat sink analytical modeling,» 2011.
- [36] X. Ortiz, A. Hemmatti, D. Rival y D. Wood, «Instantaneous forces and moments on inclined flat plates,» de *The Seventh International Colloquium on Bluff Body Aerodynamics and Applications (BBAA7)*, Shanghai, China, 2012.
- [37] F. M. White, Fluid Mechanics, 7 ed., McGraw-Hill, 2011.
- [38] Universidad de Jaén, «Apuntes de cálculo de recipientes de pared delgada,» [En línea]. Available: <http://blogs.ujaen.es/jsampedr/wp-content/uploads/2012/07/Presentaci%C3%B3n-Tema-06.pdf>. [Último acceso: 25 06 2019].





# 11.- ANEXOS

## 11.1.- Nomenclatura

### 11.1.1.- Letras latinas

$A$ : Área de la cámara.

$a$ : Longitud de directriz.

$AR$ : *Aspect Ratio*.

$alt$ : Altitud.

$C_D$ : Coeficiente de arrastre.

$C_L$ : Coeficiente de sustentación.

$c_p$ : Calor específico a presión constante.

$c_R$ : Coeficiente de capacidad (método NTU).

$c_{tem}$ : Factor corrector según temperatura.

$D$ : Diámetro.

$D/L$ : Ratio diámetro/longitud de conducto.

$esp$ : Espesor (equivalente a  $w$ ).

$F$ : Fuerza.

$f$ : Factor de fricción.

$g$ : Aceleración de la gravedad.

$Gr$ : Número de Grashof.

$H$ : Parámetro adimensional de las aletas.

$h$ : Coeficiente de convección.

$h_{dir}$ : Altura de directriz.

$k$ : Conductividad térmica.

$k_{rec}$ : Factor corrector del diámetro hidráulico.

$L$ : Dimensión característica o longitud de las aletas.

$l_h$ : Altura de los conductos.

$l_w$ : Anchura de los conductos.

$M$ : Masa molar.

$\dot{m}$ : Caudal másico.

$n$ : Número de moles.

$n_{ale}$ : Número de aletas.

$n_{giro}$ : Velocidad de giro.

$n_{pares\ de\ polos}$ : Número de pares de polos.

$Nu$ : Número de Nusselt.

$NTU$ : Número de unidades de transmisión.

$OQ$ : Calidad ortogonal.

$P$ : Presión o perímetro.

$Pr$ : Número de Prandtl.

$\dot{Q}$ : Potencia calorífica.

$\dot{q}$ : Flujo de calor por unidad de superficie.

$R$ : Resistencia térmica o radio.

$r$ : Coeficiente de mínimos cuadrados.

$Re$ : Número de Reynolds.

$R_U$ : Constante universal de los gases ideales.

$rug$ : Rugosidad.

$T$ : Temperatura.

$U$ : Coeficiente global de transferencia.

$u$ : Velocidad.

$V$ : Volumen.

$\dot{V}$ : Caudal volumétrico.

$var$ : Variable.

$W$ : Potencia mecánica (bomba).

$w$ : Espesor (equivalente a  $esp$ ).

$X$ : Posición adimensional.

$x$ : Posición no adimensional.

$z$ : Número de tubos.



## 11.1.2.- Letras griegas

$\alpha$ : Absortividad, ángulo de apertura de las directrices elípticas.

$\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica o parámetro adimensional de las aletas.

$\gamma$ : Ángulo del flujo de aire a la salida del rodete.

$\Delta P$ : Caída de presión.

$\Delta T$ : Salto de temperaturas.

$\varepsilon$ : Emisividad, efectividad (NTU), coeficiente de disipación o error.

$\eta$ : Rendimiento.

$\theta$ : Salto de temperatura adimensional en la aleta.

$\mu$ : Viscosidad dinámica.

$\nu$ : Viscosidad cinemática.

$\xi$ : Coeficiente de pérdidas singulares.

$\rho$ : Densidad.

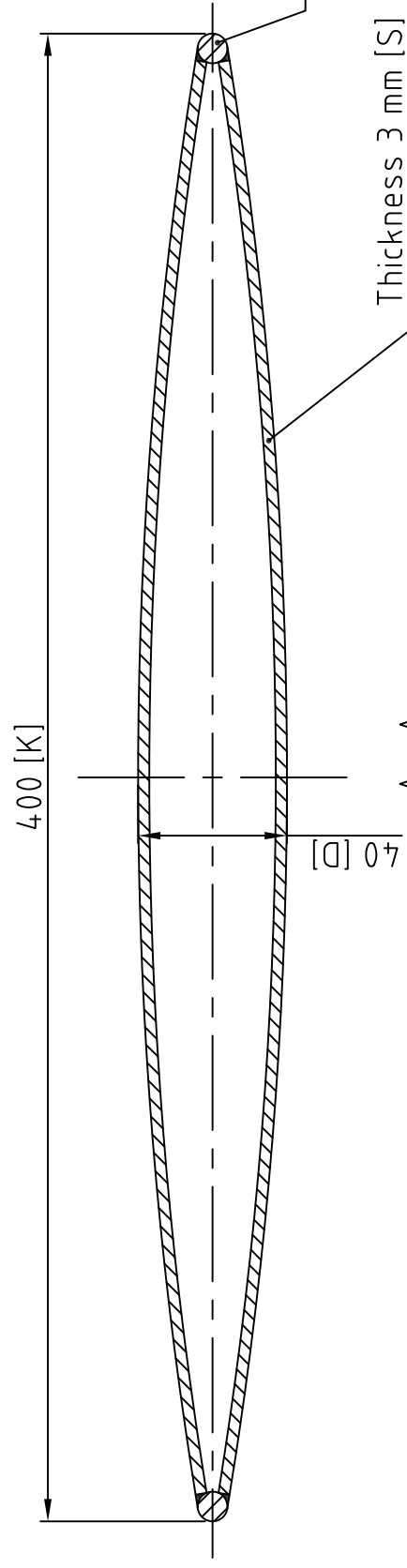
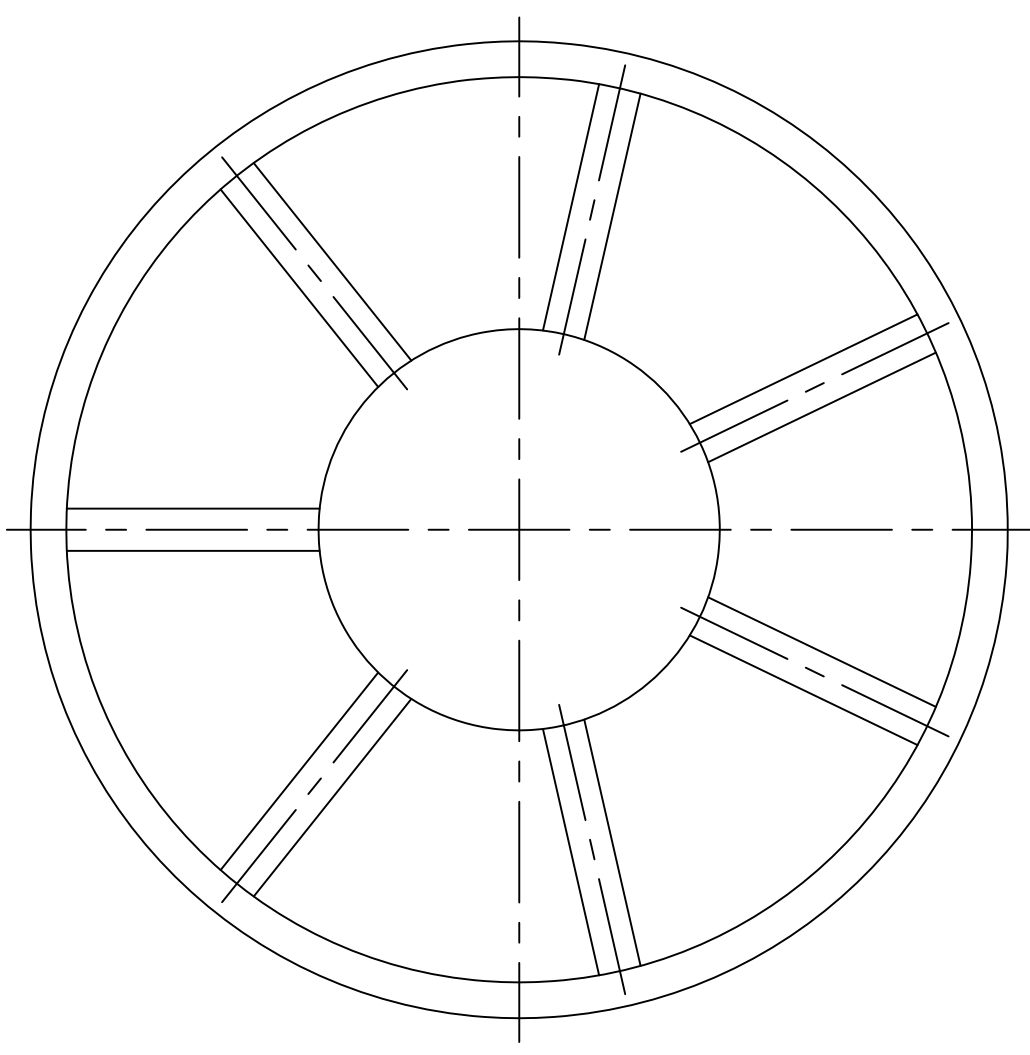
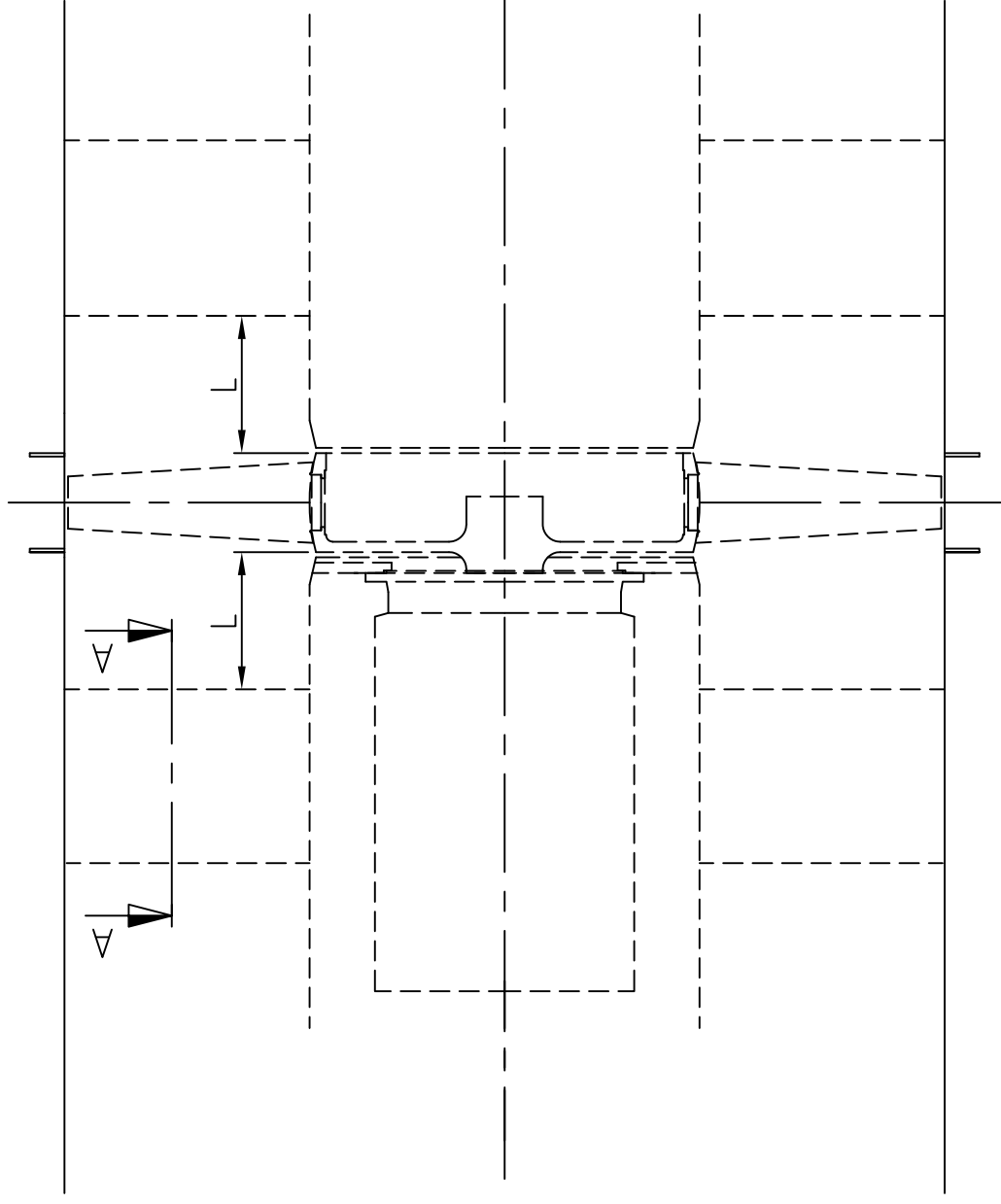
$\sigma$ : Constante de Stefan Boltzmann.

$\sigma_m, \sigma_t$ : Tensión (meridional, tangencial).

$\tau_w$ : Tensión cortante.

$\chi$ : Efectividad de una aleta.

$\psi$ : Factor corrector del salto térmico en el método LMTD.



Dimensions based on 7 guide vanes,  
Hub diameter  $\phi 891$

(Scale 1:2)

Design rules:

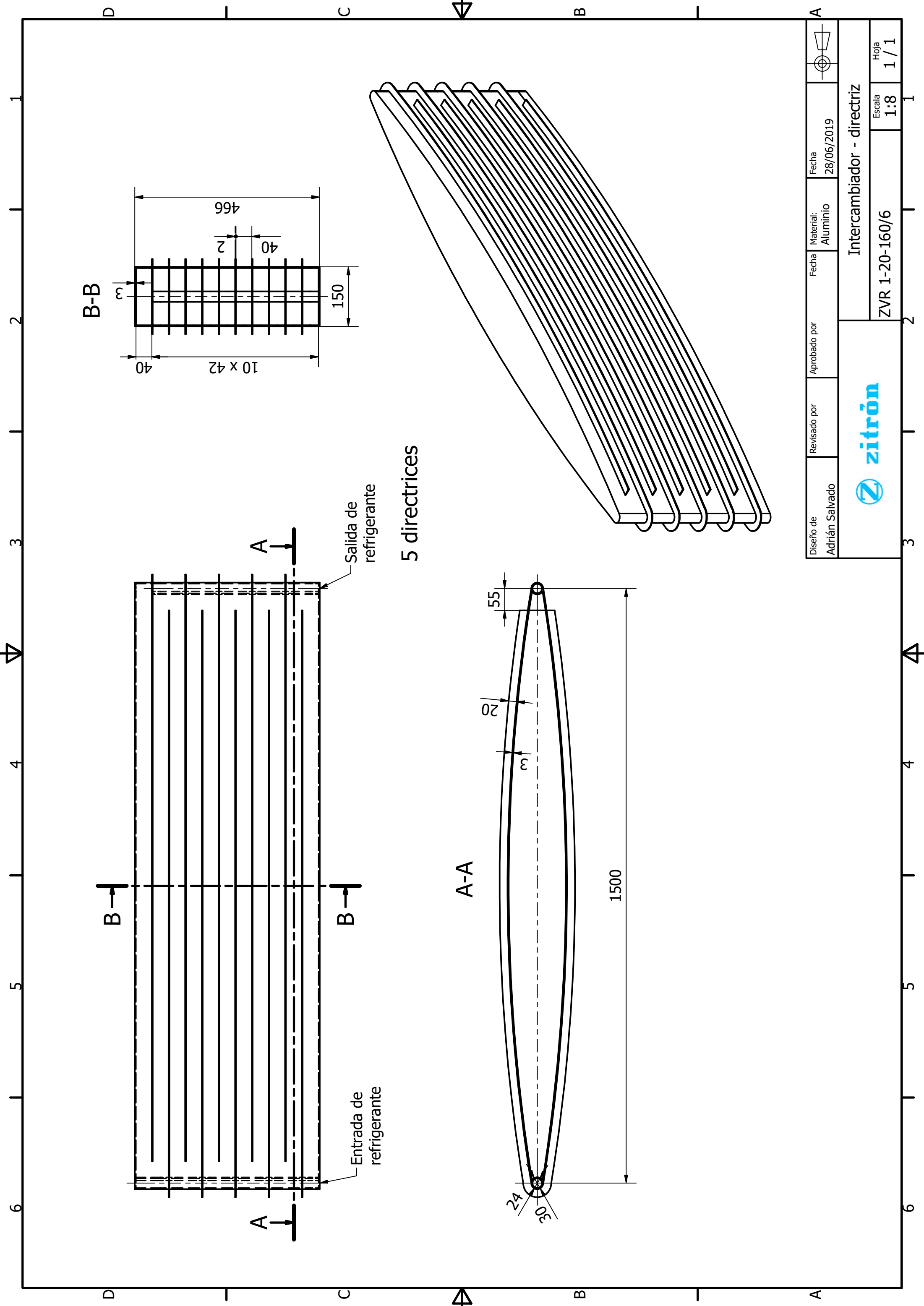
$K = 3.14 \times D_{\text{hub}} / \text{Number of guide vanes}$

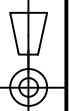

$D = 0.1 \times K$

$R = 0.01 \times K \text{ or } S$

$L = 0.3 \times D_{\text{hub}}$

2003-02-24	RELEASED FOR PRODUCTION			HST	MSN	MSN
Revisiondate	Amendment			Drawn	Checked	Authorized
ISO 13715	ISO 2768-mH	ISO 1101	ISO 128	Surface roughness: <input checked="" type="checkbox"/>	Scale: 1:2	
Material	Title: Guide vane Z-BI-R					
Standard	Hub= $\phi 891$ No.=7					
Quality						
Designation						
ZITRON	Dwg.no. 291012					
P.O. Box 179	Author: STERKENB					
7550 AD Hengelo	Reference: Sheet 1 of 1					
The Netherlands	Rev. 00					
First issued: 2003-02-24						



Diseño de Adrián Salvado	Revisado por	Aprobado por	Fecha 28/06/2019	Material: Aluminio	Fecha 28/06/2019	
			Intercambiador - directriz		Hoja 1 / 1	
			ZVR 1-20-160/6	Escala 1:8	1	



## 11.4.- Propiedades de los fluidos en las simulaciones de Fluent

### 11.4.1.- Aire

Curvas de ajuste de las propiedades del aire en función de la temperatura (°C) [33].  
Intervalo de validez: 0 – 100°C.

$$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] = -2,7725 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 4,0404 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 5,5634 \cdot 10^{-5} \cdot T + 2,4180 \cdot 10^{-2} \quad (11.1)$$

$$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = 9,8618 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 4,3945 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,2884 \quad (11.2)$$

$$c_p \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right] = -4,3574 \cdot 10^{-11} \cdot T^6 + 1,2179 \cdot 10^{-8} \cdot T^5 - 1,5635 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 + 9,4276 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 - 2,8071 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 9,2169 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1003,9 \quad (11.3)$$

$$\mu \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = (-1,8732 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 2,6013 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 3,679 \cdot 10^{-2} \cdot T + 17,173) \cdot 10^{-6} \quad (11.4)$$

Puesto que Fluent solo acepta la introducción de polinomios en función de la temperatura en grados Kelvin (en lugar de centígrados), las expresiones anteriores se han modificado, resultando las siguientes:

$$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] = -2,7725 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 2,6760 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 7,8567 \cdot 10^{-4} \cdot T + 9,5633 \cdot 10^{-2} \quad (11.5)$$

$$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = 9,8618 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 9,7820 \cdot 10^{-3} \cdot T + 3,22456 \quad (11.6)$$

$$c_p \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right] = -4,3574 \cdot 10^{-11} \cdot T^6 + 8,4592 \cdot 10^{-8} \cdot T^5 - 6,8329 \cdot 10^{-5} \cdot T^4 + 2,9396 \cdot 10^{-2} \cdot T^3 - 7,1044 \cdot T^2 + 9,1455 \cdot 10^2 \cdot T - 47993,48 \quad (11.7)$$

$$\mu \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = -1,8731 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 + 1,7951 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 - 5,2460 \cdot 10^{-7} \cdot T + 6,4708 \cdot 10^{-5} \quad (11.8)$$



## 11.4.2.- Agua

$$k = 0,6 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad (11.9)$$

$$\rho = 998,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11.10)$$

$$c_p = 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (11.11)$$

$$\mu = 1,003 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11.12)$$

Se ha estudiado la influencia de las propiedades variables del aire sobre las simulaciones comparando los resultados frente a aquéllos que se obtendrían con propiedades constantes (por defecto en Fluent). Para tal fin se ha usado una directriz plana sin aletas con flujo torsionado. Los resultados se muestran en la Tabla 11.1. La diferencia, en cualquier caso, es pequeña (tanto para las pérdidas aerodinámicas como para el coeficiente de convección).

	$P_{\text{ent}}$ [Pa]	$P_{\text{sal}}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	$h_{\text{sup}}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{\text{inf}}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_{\text{media}}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\varepsilon_{\Delta P}$ (%)	$\varepsilon_h$ (%)
Props. ctes.	1519	1092	427,7	125	108	117		
Props. var.	1494	1074	420,6	122	109	116	1,6%	0,8%

Tabla 11.1.- Comparación entre resultados con propiedades constantes y variables del aire.



## 11.5.- Efectos de la presión interior

Se ha empleado un espesor de directriz habitual en Zitrón (plano de la página 138). Sin embargo, en esta ocasión existirán nuevas solicitaciones sobre la directriz derivadas de la presión del fluido en el interior. En este apartado, se comprueba que dichas solicitaciones son despreciables.

Asimilando las directrices a depósitos cilíndricos, se emplean las expresiones (11.13) a (11.15), aplicables a depósitos de pared delgada (teoría de la membrana), para verificar que el espesor de directriz empleado resiste la tensión a la que se ve sometido [36]:

$$\sigma_t \approx P \frac{l_{w\ cod}}{2 \cdot esp_{dir}} = 0,88 \text{ MPa} \quad (11.13)$$

Siendo  $\sigma_t$  la tensión tangencial;  $P$ , la presión manométrica (se tomará el valor máximo posible de 2,1 bar);  $l_{w\ cod}$ , la anchura de la directriz en la zona de los codos (unos 25 mm) y  $esp_{dir}$ , el espesor de las directrices (3 mm). La tensión meridiana  $\sigma_m$  se halla de acuerdo con:

$$\sigma_m \approx P \frac{l_{w\ cod}^2}{(l_{w\ cod} + 2 \cdot esp_{dir})^2 - l_{w\ cod}^2} = 0,39 \text{ MPa} \quad (11.14)$$

A partir de ambas tensiones, perpendiculares entre sí, se obtiene la tensión equivalente de von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_m^2 - \sigma_t \cdot \sigma_m} = 0,76 \text{ MPa} \quad (11.15)$$

Esta tensión es muy inferior al límite elástico del aluminio, por lo que se concluye que los efectos de la presión en el interior de las directrices no representan ningún riesgo para la integridad del ventilador.

En cambio, sí habría que tener en cuenta otras cargas: peso del motor y, en su caso, del variador, empuje del ventilador y par de giro. Estas solicitaciones sí podrían originar un problema (especialmente a temperaturas altas, en las que el límite elástico del aluminio disminuye considerablemente). Habría que seleccionar con cuidado el tipo de aluminio y, en caso de ser necesario, añadir directrices convencionales en acero y/o refuerzos en las de aluminio.



## 11.6.- Desarrollo matemático del parámetro $y^+$

El parámetro  $y^+$  responde a la siguiente expresión:

$$y^+ = \frac{y \cdot U_\tau \cdot \rho}{\mu} = \frac{y \cdot U_\tau}{\nu} \quad (11.16)$$

Siendo  $y$  el espesor de la primera celda en contacto con la pared;  $\mu$ , la viscosidad dinámica;  $\nu$ , la viscosidad cinemática;  $\rho$ , la densidad del fluido y  $U_\tau$  la velocidad de cortadura, obtenida a su vez de la siguiente ecuación:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (11.17)$$

Donde  $\tau_w$  representa la tensión cortante, calculada según:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot c_f \cdot \rho \cdot u_\infty^2 \quad (11.18)$$

Siendo  $u_\infty$  la velocidad del fluido fuera de la capa límite y  $c_f$  el coeficiente de fricción (*skin friction coefficient*), que para un flujo turbulento se puede aproximar mediante una correlación de Prandtl:

$$c_f = 0,058 \cdot Re^{-0,2} \quad (11.19)$$





## 11.7.- Análisis de sensibilidad de las mallas

### 11.7.1.- Flujo interior en tramos rectos

El estudio se ha llevado a cabo bajo las siguientes condiciones (Tabla 11.2):

Tipo de directriz	Recta
Longitud de directriz ( $a$ )	1500 mm
Anchura del conducto ( $l_w$ )	10 mm
Altura del conducto ( $l_h$ )	20 mm
Rugosidad ( $rug$ )	Paredes lisas
Espesor de directriz ( $esp_{dir}$ )	3 mm
Coefficiente de convección exterior ( $h_{ext}$ )	100 W/m <sup>2</sup> K
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Velocidad del fluido ( $u$ )	0,7 m/s
Temperatura de entrada del fluido ( $T_{ent\ ref}$ )	32°C

Tabla 11.2.- Condiciones de las simulaciones del análisis de sensibilidad de flujo interior en tramos rectos.

El modelo de turbulencia elegido ha dependido del parámetro  $y^+$  de cada malla ( $k - \omega$  para  $y^+ \leq 5$  y  $k - \varepsilon$  para  $y^+$  elevados). Se han obtenido los siguientes resultados:

Malla	Nº celdas	Modelo	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	$h_{lat}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\varepsilon_{\Delta P}$ (%)	$\varepsilon_h$ (%)
1	1072000	k-o	1145,1	265,6	879,5	3164,5		
2	224400	k-o	1153,8	267,2	886,6	3340,3	0,8%	5,6%
3	71148	k-o	1203,7	268,0	935,7	3430,6	6,4%	8,4%
4	19600	k-e	1066,5	256,9	809,6	2910,4	7,9%	8,0%
5	13328	k-e	1063,4	256,1	807,3	2911,1	8,2%	8,0%

Tabla 11-3.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo interior en tramos rectos.

Como ya se ha comentado anteriormente, la cota máxima de error aceptable será del 6%. En consecuencia, se acepta la malla número 2. Cabe remarcar cómo los errores en la caída de presión son mucho menores que en el coeficiente de convección, pues el espesor de la capa límite viscosa es mayor que el de la térmica en el caso de líquidos como el agua.



## 11.7.2.- Flujo interior en codos

El estudio se ha llevado a cabo bajo las siguientes condiciones (Tabla 11.4):

Tipo de directriz	Recta
Longitud del dominio ( $a/2$ )	750 mm
Anchura del conducto ( $l_w$ )	10 mm
Altura del conducto ( $l_h$ )	20 mm
Longitud del codo ( $l_z$ )	40 mm
Rugosidad ( $rug$ )	Paredes lisas
Espesor de directriz ( $esp_{dir}$ )	3 mm
Coefficiente de convección exterior ( $h_{ext}$ )	100 W/m <sup>2</sup> K
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Velocidad del fluido ( $u$ )	0,7 m/s
Temperatura de entrada del fluido ( $T_{ent\ ref}$ )	32°C

Tabla 11.4.- Condiciones de las simulaciones del análisis de sensibilidad de flujo interior en codos.

Se emplea un dominio consistente en dos conductos de la mitad de la longitud de una directriz, uno encima de otro, conectados mediante un codo de sección rectangular. Se han obtenido los siguientes resultados:

Malla	Nº celdas	Modelo	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	$h_{lat}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\epsilon_{\Delta P}$ (%)	$\epsilon_h$ (%)
1	564300	k-e EWT	2031,4	257,6	1773,8	4785,8		
2	423400	k-e EWT	2013,3	256,4	1756,9	5001,9	1,0%	4,5%
3	423400	k-e	2100,0	255,9	1844,1	4901,0	4,0%	2,4%
4	231264	k-e	1972,2	254,4	1717,9	4553,7	3,2%	4,8%
5	143956	k-e	1898,3	253,2	1645,1	4390,8	7,3%	8,3%
6	82600	k-e	1869,9	251,9	1618,0	4366,7	8,8%	8,8%
7	58400	k-e	1848,4	250,9	1597,5	4382,4	9,9%	8,4%

Tabla 11-5.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo interior en tramos rectos.

Nuevamente, se usa como criterio de elección un error máximo admisible del 6%, correspondiente a la malla número 4.



### 11.7.3.- Flujo exterior sin aletas

El estudio se ha llevado a cabo bajo las condiciones de la Tabla 11.6:

Tipo de directriz	Plana
Longitud de directriz ( $a$ )	1500 mm
Anchura de directriz	16 mm
Rugosidad ( $rug$ )	Paredes lisas
Tipo de flujo	Torsionado
Velocidad axial del aire ( $u_x$ )	41,74 m/s
Velocidad tangencial del aire ( $u_\theta$ )	25,56 m/s
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de pared ( $T_w$ )	30,5°C

Tabla 11.6.- Condiciones de las simulaciones del análisis de sensibilidad de flujo exterior en directrices sin aletas.

Se obtienen los resultados de la Tabla 11.7:

Malla	Nº celdas	Modelo	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	h [W/m <sup>2</sup> K]				
						$h_{sup}$	$h_{inf}$	$h_{media}$	$\epsilon_{\Delta P}$ (%)	$\epsilon_h$ (%)
1	702760	k-o	1500	1076	423,6	122,6	109,1	115,9		
2	181939	k-o	1498	1075	422,6	122,6	109,1	115,8	0,2%	0,0%
3	79996	k-o	1495	1074	421,5	123,0	107,3	115,1	0,5%	0,6%
4	58804	k-o	1494	1073	421,3	125,7	107,5	116,6	0,5%	0,6%
5	24031	k-o	1519	1091	428,5	129,7	106,2	117,9	1,2%	1,8%

Tabla 11.7.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior en directrices sin aletas.

Puesto que el dominio es bidimensional, lo que implica un coste computacional no demasiado alto, las simulaciones se ejecutan con rapidez. Por lo tanto, se elige la malla número 4, que presenta unos errores inferiores al 1%.

Por similitud geométrica, se emplean los mismos tamaños de celda al elaborar las mallas de la directriz elíptica.



## 11.7.4.- Flujo exterior con aletas (directriz plana)

Para reducir el tiempo de computación, inicialmente se ha elaborado un dominio de dimensiones reducidas (tramo de entrada y zona próxima a la directriz). Sobre este dominio se ha llevado a cabo el análisis de sensibilidad y se ha elegido el tamaño de celda máximo que no afectase de forma significativa a los resultados. Posteriormente, manteniendo dichas dimensiones de las celdas, se ha extendido el dominio en la dirección longitudinal y tangencial de la directriz, realizando en cada caso los análisis de sensibilidad correspondientes (sin encontrar diferencias notables entre los distintos mallados). Las condiciones de las simulaciones se resumen en la Tabla 11.8:

Tipo de directriz	Plana
Longitud de directriz	Variable (300 – 2000 mm)
Anchura del dominio	Variable (110 – 490 mm)
Longitud de aleta	30 mm
Espaciado entre aletas ( <i>gap</i> )	15 mm
Anchura de aleta	2 mm
Rugosidad ( <i>rug</i> )	Paredes lisas
Tipo de flujo	Axial
Velocidad del aire ( <i>u</i> )	41,74 m/s
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de pared ( $T_w$ )	30,5°C
Material de la aleta	Acero

Tabla 11.8.- Condiciones de las simulaciones para flujo exterior axial con aletas planas.

En la Tabla 11.9, se muestran los resultados para el dominio reducido (de 300x110 mm). A la vista de los errores de cada malla, se elige la número 5 ( $\varepsilon = 4,5\%$  para las pérdidas aerodinámicas y  $\varepsilon = 5,8\%$  para el coeficiente de convección).

Malla	Nº celdas	Modelo	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	h [W/m <sup>2</sup> K]				$\varepsilon_{\Delta P}$ (%)	$\varepsilon_h$ (%)
						$h_{base}$	$h_{lat}$	$h_{ext}$	$h_{media}$		
1	2007000	k-o	1134,3	1061,7	72,6	123,1	134,6	148,0	132,7		
2	497250	k-o	1136,6	1062,5	74,1	127,0	139,8	155,5	137,7	2,1%	3,7%
3	141750	k-e	1130,0	1059,1	71,0	129,5	140,4	153,4	138,6	2,3%	4,5%
4	49500	k-e	1129,2	1058,8	70,5	130,6	141,4	153,8	139,6	3,0%	5,2%
5	24000	k-e	1127,2	1057,8	69,4	132,6	142,1	151,0	140,5	4,5%	5,8%
6	7620	k-e	1120,1	1055,2	64,9	132,4	140,0	138,6	138,5	10,6%	4,3%

Tabla 11.9.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y dominio reducido.

Se repite el análisis extendiendo el dominio en la dirección longitudinal (de 300 mm a 2000 mm) y variando el tamaño de las celdas en dicha dirección. Los valores obtenidos se reflejan en la Tabla 11.10. Apenas se distinguen variaciones entre los mallados considerados.



Finalmente, se elige la número 6, cuyo máximo error es menor del 1% ( $\varepsilon_h = 0,96\%$  y  $\varepsilon_h = 0,08\%$ ).

Malla	Nº celdas	$\Delta z$ [mm]	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	h [W/m <sup>2</sup> K]				$\varepsilon_{\Delta P}$ (%)	$\varepsilon_h$ (%)
						$h_{base}$	$h_{lat}$	$h_{ext}$	$h_{media}$		
1	402400	2	1458,6	1118,2	340,47	60,87	80,24	118,39	77,46		
2	268800	3	1458,6	1118,2	340,40	60,87	80,24	118,34	77,46	0,02%	0,00%
3	212160	5	1458,5	1118,4	340,20	60,88	80,21	118,32	77,43	0,08%	0,04%
4	84800	10	1458,4	1118,7	339,62	60,86	80,23	118,18	77,44	0,25%	0,02%
5	42000	20	1458,0	1119,4	338,61	60,85	80,22	118,02	77,43	0,55%	0,04%
6	32400	40	1458,1	1120,9	337,20	60,82	80,19	118,03	77,40	0,96%	0,08%
7	14400	100	1457,4	1125,2	332,19	60,73	80,08	117,86	77,29	2,43%	0,21%

Tabla 11.10.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y dominio extendido en la dirección longitudinal.

En la Tabla 11.11, se extiende el dominio en la dirección tangencial (de 110 mm a 490 mm). Tampoco se aprecian grandes diferencias al variar el tamaño de las celdas en esta dirección, por lo que se elige la malla número 3.

Malla	Nº celdas	$\Delta x$ [mm]	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	h [W/m <sup>2</sup> K]				$\varepsilon_{\Delta P}$ (%)	$\varepsilon_h$ (%)
						$h_{base}$	$h_{lat}$	$h_{ext}$	$h_{media}$		
1	135270	3	1143	1072	71,75	56,5	105,9	74,1	71,49726		
2	89910	5	1143	1072	71,76	56,5	74,1	105,9	71,49727	0,02%	0,00001%
3	54270	10	1144	1072	71,77	56,5	74,1	105,9	71,49724	0,03%	0,00003%

Tabla 11.11.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y dominio extendido en las direcciones longitudinal y tangencial.



## 11.7.5.- Flujo exterior con aletas (directriz elíptica)

El estudio se ha llevado a cabo bajo las siguientes condiciones (Tabla 11.12):

Tipo de directriz	Elíptica
Longitud de directriz	1500 mm
Longitud de aleta	20 mm
Espaciado entre aletas ( <i>gap</i> )	40 mm
Anchura de aleta	2 mm
Rugosidad ( <i>rug</i> )	Paredes lisas
Tipo de flujo	Axial
Velocidad del aire ( <i>u</i> )	41,74 m/s
Temperatura exterior ( $T_{ext}$ )	20°C
Temperatura de pared ( $T_w$ )	30,5°C
Material de la aleta	Acero

Tabla 11.12.- Condiciones de simulación para flujo exterior axial con aletas y directrices elípticas.

En vista de los errores de la Tabla 11.13, todos ellos muy pequeños, se decide emplear los tamaños de celda correspondientes a la malla número 3.

Malla	Nº celdas	$P_{ent}$ [Pa]	$P_{sal}$ [Pa]	$\Delta P$ [Pa]	h [W/m <sup>2</sup> K]		$\epsilon_{\Delta P}$ (%)	$\epsilon_{h_{base}}$ (%)	$\epsilon_{h_{lat}}$ (%)
					$h_{base}$	$h_{lat}$			
1	567216	1131	1066	64,35	116,5	138,3			
2	305626	1129	1065	63,76	117,1	136,7	0,92%	0,51%	1,20728%
3	148874	1129	1066	63,95	116,8	137,9	0,62%	0,26%	0,30637%

Tabla 11.13.- Resultados del análisis de sensibilidad para flujo exterior axial con aletas y directriz elíptica.



## 11.8.- Cálculo del coeficiente de pérdidas singulares en los codos

En este apartado se muestran los valores numéricos de las caídas de presión obtenidos de las simulaciones en los codos. Con ellos se calculará el coeficiente de pérdidas singulares a partir de la ecuación (4.56). También se determinará una cota de su error, según la siguiente expresión:

$$\Delta\xi = \left| \frac{\partial\xi}{\partial b} \right| \cdot \Delta b + \left| \frac{\partial\xi}{\partial\rho} \right| \cdot \Delta\rho = \frac{4 \cdot b}{\rho} \cdot \Delta b + \frac{2 \cdot b^2}{\rho^2} \cdot \Delta\rho \quad (11.20)$$

Donde  $b$  representa la pendiente de la recta de regresión y  $\rho$  la densidad del fluido (agua).  $\Delta b$  y  $\Delta\rho$  son, respectivamente, los errores de la pendiente (obtenido de la regresión) y de la densidad. Puesto que la densidad varía con la temperatura y el rango de ésta es relativamente amplio, se ha tomado un error muy elevado ( $6 \text{ kg/m}^3$ ). Sin embargo, este factor no afecta demasiado al resultado.

Las tablas 11.14 y 11.15 se refieren a una anchura del conducto de 5 mm, las tablas 11.16 y 11.17 a una anchura de 10 mm y las tablas 11.18 y 11.19 a una anchura de 15 mm. En todos los casos, la altura del conducto era de 40 mm y la distancia mínima entre la cara interna y externa del codo era también de 40 mm.

v [m/s]	Codo completo			Tramo recto			Codo	
	P <sub>ent</sub> [Pa]	P <sub>sal</sub> [Pa]	ΔP [Pa]	P <sub>ent</sub> [Pa]	P <sub>sal</sub> [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP <sup>1/2</sup> [Pa <sup>1/2</sup> ]
0	0	0	0	0	0	0	0	0,0
0,5	1576	132	1444	993	139	854	589	24,3
0,7	2675	259	2416	1814	268	1546	870	29,5
2	17815	2117	15698	11112	2117	8995	6703	81,9

Tabla 11.14.- Resultados de las simulaciones para el cálculo del coeficiente  $\xi_{\text{codo}}$ .  $l_w = 5 \text{ mm}$ .

$b$	41,5	$\xi_{\text{codo}}$	3,5
$\Delta b$	1,0		
$R^2$	0,998	$\Delta\xi_{\text{codo}}$	0,19

Tabla 11.15.- Cálculo del coeficiente  $\xi_{\text{codo}}$  para  $l_w = 5 \text{ mm}$ .



v [m/s]	Codo completo			Tramo recto			Codo	
	P <sub>ent</sub> [Pa]	P <sub>sal</sub> [Pa]	ΔP [Pa]	P <sub>ent</sub> [Pa]	P <sub>sal</sub> [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP <sup>1/2</sup> [Pa <sup>1/2</sup> ]
0	0	0	0	0	0	0	0	0,0
0,5	1036	136	901	508	135	374	527	23,0
0,7	1857	267	1589	950	261	689	901	30,0
2	13291	2198	11093	6267	2087	4181	6913	83,1

Tabla 11.16.- Resultados de las simulaciones para el cálculo del coeficiente  $\xi_{codo}$ .  $l_w = 10$  mm.

$b$	41,9	$\xi_{codo}$	3,5
$\Delta b$	0,6		
$R^2$	0,9994	$\Delta\xi_{codo}$	0,12

Tabla 11.17.- Cálculo del coeficiente  $\xi_{codo}$  para  $l_w = 10$  mm.

v [m/s]	Codo completo			Tramo recto			Codo	
	P <sub>ent</sub> [Pa]	P <sub>sal</sub> [Pa]	ΔP [Pa]	P <sub>ent</sub> [Pa]	P <sub>sal</sub> [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP <sup>1/2</sup> [Pa <sup>1/2</sup> ]
0	0	0	0	0	0	0	0	0,0
0,5	869	134	736	378	133	245	490	22,1
0,7	1582	262	1321	711	259	452	868	29,5
1,5	6615	1195	5420	2894	1172	1722	3697	60,8
2	11538	2127	9411	4881	2075	2806	6605	81,3

Tabla 11.18.- Resultados de las simulaciones para el cálculo del coeficiente  $\xi_{codo}$ .  $l_w = 15$  mm.

$b$	40,8	$\xi_{codo}$	3,4
$\Delta b$	0,4		
$R^2$	0,9996	$\Delta\xi_{codo}$	0,08

Tabla 11.19.- Cálculo del coeficiente  $\xi_{codo}$  para  $l_w = 15$  mm.





## 11.9.- Código de Matlab

### 11.9.1.- Programa principal

```
clear all;clc;

% Propiedades termodinámicas
k=2;rho=3;cp=4;vd=5;vc=6;Pr=7;aire=1;

% DATOS PRINCIPALES
Q_disipar=8e3; % W. Potencia a disipar (pérdidas del motor)
m_ref=0.8; % kg/s. Caudal másico de agua
ref=0; % N° del fluido de refrigeración empleado (consultar lista)
vol_aire=90; % m3/s. Caudal volumétrico de aire
T_aire_in=20; % °C. Temperatura de entrada del aire
alt=0; % m. Altura sobre el nivel del mar (influye en densidad del aire)
rho_aire=fprops(aire,rho,T_aire_in+273.15,alt); % kg/m3. Densidad del aire
m_aire=rho_aire*vol_aire; % kg/s. Caudal másico de aire (aprox)
fouling=1; % Ensuciamiento (1 para activar ensuciamiento, 0 en caso
contrario)

% GEOMETRÍA
dir_elip=0; % 1 para usar directriz elíptica, 0 para directriz plana
n_dir=5; % N° de directrices
a=1; % m. Longitud de directriz
D_envol=2; % m. Diámetro de envolvente
D_hub=1.12; % m. Diámetro del cubo aerodinámico
h_dir=(D_envol-D_hub)/2; % m. Altura de la directriz
A_paso_aire=pi/4*(D_envol^2-D_hub^2); % m2. Sección de paso del aire
v_aire=vol_aire/A_paso_aire; % m/s. Velocidad de paso del aire

% INTERIOR
lh=0.04; % m. Altura del tubo interno
lw=0.02; % m. Ancho del tubo interno
esp_dir=0.003; % m. Espesor de la directriz
mat_dir=2; % Material de la directriz (1: cobre, 2: aluminio, 3: acero C,
4: acero inox)
if mat_dir==1 % Cobre
    k_dir=401; % W/mK. Conductividad del cobre
elseif mat_dir==2 % Aluminio
    k_dir=237; % W/mK. Conductividad del aluminio
elseif mat_dir==3 % Acero estructural
    k_dir=50; % W/mK. Conductividad del acero estructural
elseif mat_dir==4 % Acero inox
    k_dir=14; % W/mK. Conductividad del acero inoxidable
end
esp_guias=0.002; % m. Espesor de las guías de flujo del agua dentro de la
directriz
rug=0.1; % mm. Rugosidad acero (0.04 para acero nuevo sin recubrimiento,
0.15 para acero galvanizado)

% ALETAS
L=0.015; % m. Longitud de aleta (0 para no usar aletas)
gap=0.02; % m. Hueco entre aletas (sin contar propia aleta) - gap=lh si
aletas sirven de conductos internos
esp_ale=esp_guias; % m. Espesor de aleta
```



```
n_ale=2*floor(h_dir/(esp_ale+gap)); % N° de aletas por directriz
mat_ale=2; % Material de la aleta (1: cobre, 2: aluminio, 3: acero C, 4:
acero inox)
if mat_ale==1 % Cobre
    k_ale=401; % W/mK. Conductividad del cobre
elseif mat_ale==2 % Aluminio
    k_ale=237; % W/mK. Conductividad del aluminio
elseif mat_ale==3 % Acero estructural
    k_ale=50; % W/mK. Conductividad del acero estructural
elseif mat_ale==4 % Acero inox
    k_ale=14; % W/mK. Conductividad del acero inoxidable
end

z_paralelo=n_dir; % N° de tubos conectados en paralelo (1 para conectar
directrices en serie, n_dir para conectarlas en paralelo)
z_serie=n_dir/z_paralelo*floor(h_dir/(lh+esp_guias)); % N° de tubos
conectados en serie
z=z_paralelo*z_serie; % N° total de tubos
n_codos=z_serie; % N° de codos a tener en cuenta para el cálculo de las
pérdidas de carga

% ÁREAS
A_int=2*floor(h_dir/(lh+esp_guias))*lh*a; % m2. Área interior de disipación
de calor (por directriz)
if L==0
    A_ext=2*h_dir*a; % m2. A exterior (por directriz) - SIN ALETAS
else
    A_ext=2*h_dir*a+n_ale*2*L*a; % m2. A exterior (por directriz) - CON
ALETAS
end

if dir_elip==1 % Cálculo de lw "medio" en DIRECTRICES ELÍPTICAS
    lw=0.07557234*a-2*esp_dir; % Obtenido de medida exterior en Inventor (-
2*esp_dir para sacar lw interior)
    rat_u=lw/(0.02*a); % Ratio entre la velocidad máxima (en los extremos)
y la velocidad media de paso
    A_int=1.0039*A_int; % m2. Factor que tiene en cuenta curvatura de las
directrices
    A_ext=1.0039*A_ext; % m2. Factor que tiene en cuenta curvatura de las
directrices
else
    rat_u=1; % Si directriz es plana, velocidad media de paso = velocidad
en los extremos
end
d_H=4*lh*lw/(2*(lw+lh)); % Diámetro hidráulico sin corregir (corrección
depende de la turbulencia)

if fouling==1 % Suponiendo ensuciamiento
    R_fint_unit=ffouling(ref); % m2K/W. R ensuciamiento interior (por m2)
    R_fext_unit=ffouling(aire); % m2K/W. R ensuciamiento exterior (por m2)
    R_fint=R_fint_unit/(n_dir*A_ext); % K/W. Rf interior total
    R_fext=R_fext_unit/(n_dir*A_ext); % K/W. Rf exterior total
else % No suponiendo ensuciamiento
    R_fint=0; % K/W
    R_fext=0; % K/W
end
```



```
if L>0 || (L==0 && dir_elip==1) % Si se usan aletas y/o directrices
elípticas
    [h_base,h_ale]=fh_ale(gap,L,a,dir_elip); % W/m2K. Coeficientes de
convección en la base y en la aleta
    h_base=h_base+1.2031*(v_aire-41.7364); % W/m2K. Corrección de h s/
velocidad del aire (aprox)
    h_ale=h_ale+1.4855*(v_aire-41.7364); % W/m2K. Corrección de h s/
velocidad del aire (aprox)
end

R_pared=esp_dir/(k_dir*n_dir*A_int); % K/W. Resistencia térmica de la pared
de la directriz
rend_bomba=0.7; % Rendimiento de la bomba

%% SUPOSICIÓN INICIAL
T_ref_in=30; % °C. Temperatura de entrada del refrigerante
T_ref_out=T_ref_in-Q_disipar/(m_ref*4180); % °C. Temperatura de salida del
refrigerante
T_sup_int=(T_ref_in+T_ref_out)/2-0.5; % °C. Temperatura de la superficie
interior
T_base=T_sup_int-0.5; % °C. Temp en la base de la aleta
Q=Q_disipar; % W. Calor disipado = Calor que se pretende disipar
T_aire_out=T_aire_in+Q/(m_aire*1007); % °C. Temperatura de salida del aire

% Cambio de unidades [°C --> K]
T_ref_in=T_ref_in+273.15;
T_aire_in=T_aire_in+273.15;
T_ref_out=T_ref_out+273.15;
T_aire_out=T_aire_out+273.15;
T_sup_int=T_sup_int+273.15;
T_base=T_base+273.15;

% Definición de vectores (analizar convergencia, representar evolución de
variables durante el cálculo)
T_in_v2=[T_ref_in-273.15]; % Vector de T de entrada del refrigerante (bucle
h)
T_out_v2=[T_ref_out-273.15]; % Vector de T de salida del refrigerante
(bucle h)
T_in_v1=[T_ref_in-273.15]; % Vector de T de entrada del refrigerante (bucle
i)
T_out_v1=[T_ref_out-273.15]; % Vector de T de salida del refrigerante
(bucle i)
Q_v1=[Q]; % Vector de calor disipado (bucle de i)
Q_v2=[Q]; % Vector de calor disipado (bucle de h)
it_v1=[1];
it_v2=[1];

n_it=150; % N° máximo de iteraciones (bucle de i)
residuo=1e-4; % Criterio de convergencia (bucle de i)
n_it2=150; % N° máximo de iteraciones (bucle de h)
residuo2=1e-4; % Criterio de convergencia (bucle de h)
it1=1;
it2=1;
for h=2:(n_it2+1)
    it2=it2+1;
    it_v2=[it_v2,it2];
for i=2:(n_it+1)
    it1=it1+1;
```



```
it_v1=[it_v1,it1];
T_inf_ref=(T_ref_in+T_ref_out)/2; % K. Temperatura media del
refrigerante
T_inf_aire=(T_aire_in+T_aire_out)/2; % K. Temperatura media del aire
deltaT1=abs(T_ref_in-T_aire_out); % K. Salto de temperaturas 1
deltaT2=abs(T_ref_out-T_aire_in); % K. Salto de temperaturas 2
deltaT_cf=(max(deltaT1,deltaT2)-
min(deltaT1,deltaT2))/log(max(deltaT1,deltaT2)/min(deltaT1,deltaT2)); % °C.
Cálculo de LMTD
P=min((T_ref_in-T_ref_out),(T_aire_out-T_aire_in))/abs(T_ref_in-
T_aire_in); % Efectividad (flujo cruzado)
R=max((T_ref_in-T_ref_out),(T_aire_out-T_aire_in))/min((T_ref_in-
T_ref_out),(T_aire_out-T_aire_in)); % Relación de capacidad (flujo cruzado)

coef_temp=1; % Coeficiente de corrección de LMTD (nomograma)
deltaT=coef_temp*deltaT_cf;

% Cálculo de transmisión de calor en el interior

[h_int,Ref,T_sup_int,uf,corr_i]=fh_int(A_int,a,lh,lw,d_H,T_inf_ref,z_parale
lo,T_sup_int,m_ref,Q,rug,n_dir,ref);

R_int=1/(n_dir*A_int*h_int); % K/W. Resistencia térmica interior
if L==0 && dir_elip==0 % Si se usa directriz plana sin aletas
[h_base,Reg]=fh_no_ale(a,T_inf_aire,v_aire); % Cálculo de h_base
[W/m2K] según correlaciones
R_ext=1/(n_dir*h_base*A_ext); % K/W. Resistencia térmica exterior
elseif L==0 && dir_elip==1 % Si se usa directriz elíptica sin aletas
h_base1=(112.8+118.3)/2; % W/m2K. Resultados de simulación para
a=1m
h_base2=(111.7+115.7)/2; % W/m2K. Resultados simulación para a=1.5m
h_base=h_base1+(a-1)/(1.5-1)*(h_base2-h_base1); % W/m2K.
Interpolación
h_base=h_base+1.3443*(v_aire-41.7364); % W/m2K. Corrección de h s/
velocidad del aire (aprox)
R_ext=1/(n_dir*h_base*A_ext); % K/W. Resistencia térmica exterior
else
% Cálculo de transmisión de calor en el exterior CON ALETAS

[R_base,R_ale,R_ext]=fr_ale(h_ale,h_base,h_dir,k_ale,esp_ale,L,a,T_base,T_i
nf_aire,n_dir,n_ale);
end
R_tot=R_int+R_fint+R_pared+R_fext+R_ext; % K/W. Resistencia térmica
total
Q=deltaT/R_tot; % W. Calor disipado
T_0i=T_sup_int-Q*R_fint; % K. Temperatura en la superficie interior de
la pared de la directriz
T_base=T_0i-Q*R_pared; % K. Temperatura en la superficie exterior de la
pared de la directriz
T_base2=T_inf_aire+Q*(R_ext+R_fext); % K. T_base calculada desde el
extremo del aire (diferencia pequeña)

% Cálculo de propiedades de los fluidos en el punto medio
cp_aire=fprops(aire,cp,T_inf_aire,alt); % J/kgK. Calor específico del
aire
cp_ref=fprops(ref,cp,T_inf_ref); % J/kgK. Calor específico del
refrigerante
```



```
T_ref_out=T_ref_in-Q/(m_ref*cp_ref); % K. Temperatura de salida del
refrigerante
T_aire_out=T_aire_in+Q/(m_aire*cp_aire); % K. Temperatura de salida del
aire
T_inf_aire=(T_aire_out+T_aire_in)/2; % K. Temperatura de media del aire
T_inf_ref=(T_ref_out+T_ref_in)/2; % K. Temperatura media del
refrigerante
Q_v1=[Q_v1,Q]; % Vector de calor disipado (bucle i)
T_in_v1=[T_in_v1,T_ref_in-273.15]; % Vector de T de entrada del
refrigerante (bucle i)
T_out_v1=[T_out_v1,T_ref_out-273.15]; % Vector de T de salida del
refrigerante (bucle i)

if (abs((Q_v1(i)-Q_v1(i-1))/Q_v1(i))<residuo) | i==n_it
    break % Salida del bucle i si se alcanza convergencia o número máx
de iteraciones
end
end
T_ref_in=T_ref_out+Q_disipar/(m_ref*cp_ref); % K. Temperatura de
entrada del refrigerante
T_ref_out=T_ref_in-Q/(m_ref*cp_ref); % K. Temperatura de salida del
refrigerante
T_in_v2=[T_in_v2,T_ref_in-273.15]; % Vector de T de entrada del
refrigerante (bucle h)
T_out_v2=[T_out_v2,T_ref_out-273.15]; % Vector de T de salida del
refrigerante (bucle h)

if (abs((T_in_v2(h)-T_in_v2(h-1))/T_in_v2(h))<residuo2) | h==n_it2
    break % Salida del bucle h si se alcanza convergencia o número máx
de iteraciones
end
Q_v2=[Q_v2,Q]; % Vector de calor disipado (bucle h)
end
if i==n_it | h==n_it2 % No se ha alcanzado el criterio de convergencia
    fprintf('Convergencia no alcanzada');
elseif T_ref_out<T_aire_in % Comprobación de que el proceso calculado es
posible en la realidad
    fprintf('Imposible disipar el calor bajo las condiciones impuestas');
elseif T_ref_out<(T_aire_in+3) % Si el salto térmico es muy pequeño en la
salida, los resultados podrían ser engañosos
    fprintf('Diferencia de temperaturas a la salida < 3°C');
else
    % Cálculo de las pérdidas hidráulicas

[delta_P,delta_Pcodos,delta_Plin,delta_Pmotor,W_bomba]=fperd_int(Ref,uf,d_H
,a,T_inf_ref,z_serie,m_ref,rug,n_codos,rend_bomba,ref,lw,lh,rat_u,dir_elip)
;

% Cambio de unidades [K --> °C]
T_inf_ref=T_inf_ref-273.15;
T_sup_int=T_sup_int-273.15;
T_base=T_base-273.15;
T_base2=T_base2-273.15;
T_inf_aire=T_inf_aire-273.15;
T_ref_in=T_ref_in-273.15;
T_ref_out=T_ref_out-273.15;
T_aire_in=T_aire_in-273.15;
T_aire_out=T_aire_out-273.15;
```



```
T_0i=T_0i-273.15;

% Construcción de vectores para representar
T_v=[T_inf_ref,T_sup_int,T_0i,T_base,T_inf_aire];
R_v=[R_int,R_fint,R_pared,R_fext,R_ext];

% Representación de gráficos
figure;subplot(2,2,1);plot(it_v2,T_in_v2,'r','LineWidth',2);hold
on;plot(it_v2,T_out_v2,'b','LineWidth',2);grid on;title('T in, T out -
bucle externo');xlabel('Iteraciones');ylabel('Temperatura
[°C]');legend('Entrada','Salida');xlim(size(it_v2));grid minor;
subplot(2,2,3);plot(it_v2,[0,Q_v2]/1000,'k','LineWidth',2);grid
on;title('Q disipado - bucle externo');xlabel('Iteraciones');ylabel('Calor
disipado [kW]');xlim(size(it_v2));grid minor;
subplot(2,2,2);plot(T_in_v1,'r','LineWidth',2);hold
on;plot(T_out_v1,'b','LineWidth',2);grid on;title('T in, T out - bucle
interno');xlabel('Iteraciones');ylabel('Temperatura
[°C]');legend('Entrada','Salida');xlim(size(it_v1));grid minor;
subplot(2,2,4);plot(it_v1,Q_v1/1000,'k','LineWidth',2);grid on;title('Q
disipado - bucle interno');xlabel('Iteraciones');ylabel('Calor disipado
[kW]');xlim(size(it_v1));grid minor;
figure;subplot(1,2,1);bar(R_v),title('Resistencias térmicas');grid
on;xlabel('Interior, fouling_{int},pared, fouling_{ext},
exterior');ylabel('Resistencia térmica [K/W]');grid minor;
subplot(1,2,2);plot(T_v,'k','LineWidth',2);title('Perfil de
temperaturas (punto medio)');grid on;xlabel('Interior,
fouling_{int},pared_{int}, pared_{ext}, exterior');ylabel('Temperatura
[°C]');grid minor;
figure;plot([T_ref_out,T_ref_in],'r','LineWidth',2);hold
on;plot([T_aire_in,T_aire_out],'b','LineWidth',2);legend('Agua','Aire');tit
le('Evolución de temperaturas de agua y aire');ylabel('Temperatura
[°C]');grid on;ylim([T_aire_in,T_ref_in]);

% Informe de resultados
fprintf('-----\n')
fprintf('          DATOS DE ENTRADA          \n')
fprintf('-----\n')
if Q_disipar==8000
    fprintf('Calor a disipar: %4.2f kW (solo MOTOR)\n',Q_disipar/1000)
elseif Q_disipar==12000
    fprintf('Calor a disipar: %4.2f kW (MOTOR +
VARIADOR)\n',Q_disipar/1000)
else
    fprintf('Calor a disipar: %4.2f kW\n',Q_disipar/1000)
end

if ref==0 % Agua
    fprintf('Fluido refrigerante: agua\n')
elseif ref==1 % Aire
    fprintf('Fluido refrigerante: aire - CORREGIRLO\n')
elseif ref==2 % SAE 50
    fprintf('Fluido refrigerante: aceite\n')
elseif ref==3 % Chevron 22
    fprintf('Fluido refrigerante: aceite2\n')
elseif ref==4 % Chevron 46
    fprintf('Fluido refrigerante: aceite3\n')
elseif ref==5 % Etanol
    fprintf('Fluido refrigerante: etanol\n')
```



```
elseif ref==6 % Isopropanol
    fprintf('Fluido refrigerante: isopropanol\n')
elseif ref==7 % Metnol
    fprintf('Fluido refrigerante: metanol\n')
elseif ref==8 % Metilciclohexano
    fprintf('Fluido refrigerante: metilciclohexano\n')
elseif ref==9 % Ortoxilano
    fprintf('Fluido refrigerante: o_xilano\n')
elseif ref==10 % DOWTHERM J
    fprintf('Fluido refrigerante: DOWTHERM_J\n')
elseif ref==11 % DYNALENE MV
    fprintf('Fluido refrigerante: DYNALENE_MV\n')
elseif ref==12 % JARYTHERM AX320
    fprintf('Fluido refrigerante: JARYTHERM_AX320\n')
elseif ref==13 % JARYTHERM BT06
    fprintf('Fluido refrigerante: JARYTHERM_BT06\n')
elseif ref==14 % JARYTHERM CF
    fprintf('Fluido refrigerante: JARYTHERM_CF\n')
elseif ref==15 % MARLOTHERM LH
    fprintf('Fluido refrigerante: MARLOTHERM_LH\n')
elseif ref==16 % MARLOTHERM SH
    fprintf('Fluido refrigerante: MARLOTHERM_SH\n')
elseif ref==17 % MARLOTHERM X
    fprintf('Fluido refrigerante: MARLOTHERM_X\n')
elseif ref==18 % PARACRYOL
    fprintf('Fluido refrigerante: PARACRYOL\n')
elseif ref==19 % PARATHERM CR
    fprintf('Fluido refrigerante: PARATHERM_CR\n')
elseif ref==20 % SANTOTHERM 59
    fprintf('Fluido refrigerante: SANTOTHERM_59\n')
elseif ref==21 % SYLTHERM 800
    fprintf('Fluido refrigerante: SYLTHERM_800\n')
elseif ref==22 % SYLTHERM XLT
    fprintf('Fluido refrigerante: SYLTHERM_XLT\n')
elseif ref==23 % Therminol 66
    fprintf('Fluido refrigerante: Therminol_66\n')
elseif ref==24 % THERMINOL ADX10
    fprintf('Fluido refrigerante: THERMINOL_ADX10\n')
elseif ref==25 % THERMINOL ALD
    fprintf('Fluido refrigerante: THERMINOL_ALD\n')
elseif ref==26 % THERMINOL D12
    fprintf('Fluido refrigerante: THERMINOL_D12\n')
elseif ref==27 % Therminol XP
    fprintf('Fluido refrigerante: Therminol_XP\n')
elseif ref==28 % MPG_40
    fprintf('Fluido refrigerante: MPG_40\n')
elseif ref==29 % MEG_40
    fprintf('Fluido refrigerante: MEG_40\n')
end

fprintf('T ambiente: %4.1f °C\n',T_aire_in)
fprintf('Altitud (sobre nivel del mar): %4.0f m\n',alt)
fprintf('Caudal de agua: %4.2f kg/s\n',m_ref)
fprintf('Caudal de aire: %4.0f kg/s\n',m_aire)
fprintf('N° de directrices: %2.0f \n',n_dir)
if dir_elip==0
    fprintf('Tipo de directriz: PLANA\n')
elseif dir_elip==1
    fprintf('Tipo de directriz: ELÍPTICA\n')
```



```
end
if z_paralelo==n_dir
    fprintf('Disposición: PARALELO\n')
elseif z_paralelo==1
    fprintf('Disposición: SERIE\n')
else
    fprintf('Revisar disposición\n')
end
fprintf('Longitud de directrices: %4.2f m\n',a)
fprintf('Altura de directrices: %4.2f m\n',h_dir)
if dir_elip==0
    fprintf('Anchura de las directrices: %4.1f
mm\n', (lw+2*esp_dir)*1000)
    fprintf('Anchura de los conductos: %4.1f mm\n',lw*1000)
elseif dir_elip==1
    fprintf('Anchura media de las directrices: %4.1f
mm\n', (lw+2*esp_dir)*1000)
    fprintf('Anchura media de los conductos: %4.1f mm\n',lw*1000)
end
fprintf('Gap entre guías: %4.1f mm\n',lh*1000)
fprintf('Espesor de directriz: %4.1f mm\n',esp_dir*1000)
if mat_dir==1 % Cobre
    fprintf('Material de directrices: Cobre\n')
elseif mat_dir==2 % Aluminio
    fprintf('Material de directrices: Aluminio\n')
elseif mat_dir==3 % Acero estructural
    fprintf('Material de directrices: Acero al carbono\n')
elseif mat_dir==4 % Acero inox
    fprintf('Material de directrices: Acero inoxidable\n')
end
fprintf('Conductividad de directriz: %4.0f W/mK\n',k_dir)
fprintf('Espesor de guías: %4.1f mm\n',esp_guias*1000)
fprintf('Rugosidad: %4.0f micras\n',rug*1000)
if L>0
    fprintf('Uso de aletas: SÍ\n')
    fprintf('Longitud de aletas: %4.1f mm\n',L*1000)
    fprintf('Gap entre aletas: %4.1f mm\n',gap*1000)
    if mat_ale==1 % Cobre
        fprintf('Material de aletas: Cobre\n')
    elseif mat_ale==2 % Aluminio
        fprintf('Material de aletas: Aluminio\n')
    elseif mat_ale==3 % Acero estructural
        fprintf('Material de aletas: Acero al carbono\n')
    elseif mat_ale==4 % Acero inox
        fprintf('Material de aletas: Acero inoxidable\n')
    end
    fprintf('Conductividad de aletas: %4.0f W/mK\n',k_ale)
else
    fprintf('Aletas: NO\n')
end
fprintf('Rendimiento de la bomba: %4.2f %%\n\n',rend_bomba*100)

fprintf('-----\n')
fprintf('          RESULTADOS          \n')
fprintf('-----\n')
fprintf('T refrigerante entrada: %4.1f °C\n',T_ref_in)
fprintf('T refrigerante salida: %4.1f °C\n',T_ref_out)
fprintf('Velocidad del refrigerante: %4.2f m/s\n',uf)
fprintf('N° de Reynolds interior: %4.0f\n',Ref)
```





```
fprintf('R térmica interior: %4.2e K/W\n',R_int)
fprintf('h interior: %4.0f W/m2K\n',h_int)
fprintf('R térmica pared: %4.2e K/W\n',R_pared)
if fouling==1
    fprintf('R térmica ensuciamiento interior: %4.2e K/W\n',R_fint)
    fprintf('R térmica ensuciamiento ext: %4.2e K/W\n',R_fext)
else
    fprintf('Ensuciamiento: NO\n')
end
if L>0
    fprintf('R térmica ext (NO ALETA): %4.2e K/W\n',R_base)
    fprintf('h base: %4.1f W/m2K\n',h_base)
    fprintf('R térmica (ALETA): %4.2e K/W\n',R_ale)
    fprintf('h ale: %4.1f W/m2K\n',h_ale)
    fprintf('R térmica ext (TOTAL): %4.2e K/W\n',R_ext)
else
    fprintf('R térmica exterior: %4.2e K/W\n',R_ext)
    fprintf('h exterior: %4.1f W/m2K\n',h_base)
end
fprintf('Caída de presión en directrices: %4.2f bar\n',delta_P/1e5)
fprintf('Caída de presión lineal: %4.2f bar\n',delta_Plin/1e5)
fprintf('Caída de presión codos: %4.2f bar\n',delta_Pcodos/1e5)
fprintf('Nº de codos (en serie): %4.0f\n', n_codos)
fprintf('Potencia consumida por la bomba: %4.0f W\n',W_bomba)
end
```



## 11.9.2.- Funciones de apoyo

### 11.9.2.1.- fDarcy

```
% Cálculo del factor de fricción
function [f]=fDarcy(rug,d_H,Ref,Ref_crit) % d_int, rug en mm
d_H=1000*d_H; % Cambio de unidades [m --> mm]. Para usarlo con rug [mm]
if Ref<Ref_crit
    f=64/Ref; % Régimen laminar
else
    f1=(-2*log10(rug/(3.7*d_H)+5.1286/(Ref^0.89)))^(-2); % Colebrook-White
    f2=f1;
    for i=1:20
        f2=(-2*log10(rug/(3.7*d_H)+2.51/(Ref*f2^0.5)))^(-2); % Barr
    end
    f3=(0.79*log(Ref)-1.64)^(-2); % Petukhov
    f=f2;
end
end
```

### 11.9.2.2.- ffouling

```
% Función que proporciona resistencias de ensuciamiento de cada sustancia
(VDI Atlas)
function [R_f]=ffouling(sust)
if sust==0; % Agua
    R_f=0.017e-3;
elseif sust==1 % Aire
    R_f=1.8e-3;
elseif sust==2 % SAE 50
    R_f=0.18e-3;
elseif sust==3 % Chevron 22
    R_f=0.18e-3;
elseif sust==4 % Chevron 46
    R_f=0.18e-3;
elseif sust==5 % Etanol
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==6 % Isopropanol
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==7 % Metanol
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==8 % Metilciclohexano
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==9 % Ortoxilano
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==10 % DOWTHERM J
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==11 % DYNALENE MV
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==12 % JARYTHERM AX320
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==13 % JARYTHERM BT06
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==14 % JARYTHERM CF
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==15 % MARLOTHERM LH
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==16 % MARLOTHERM SH
```



```
R_f=0.26e-3;
elseif sust==17 % MARLOTHERM X
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==18 % PARACRYOL
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==19 % PARATHERM CR
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==20 % SANTOTHERM 59
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==21 % SYLTHERM 800
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==22 % SYLTHERM XLT
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==23 % Therminol 66
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==24 % THERMINOL ADX10
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==25 % THERMINOL ALD
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==26 % THERMINOL D12
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==27 % Therminol XP
    R_f=0.26e-3;
elseif sust==28 % MPG_40
    R_f=0.35e-3;
elseif sust==29 % MEG_40
    R_f=0.35e-3;
end
end
```

### 11.9.2.3.- fh\_ale

```
% Asignación de los coeficientes de h_base y h_ale en función de parámetros
geométricos (L,gap,a)
function [h_base,h_ale]=fh_ale(gap,L,a,dir_elip) % Solo válido para gap=2-
8cm, L=1-3cm, a=1-1.5m
gap_v=[0.02,0.04,0.08]; % Espacios entre aletas considerados en las
simulaciones
L_v=[0.01,0.02,0.03]; % Longitudes de aletas consideradas

% Tratamiento de valores fuera de los rangos establecidos (resultado será
orientativo)
if gap<min(gap_v)
    gap=min(gap_v);
    fprintf(2,'Gap evaluado demasiado pequeño.\n')
elseif gap>max(gap_v)
    gap=max(gap_v);
    fprintf(2,'Gap evaluado demasiado grande.\n')
end
if L<min(L_v) && L>0
    L=min(L_v);
    fprintf(2,'Longitud de aleta evaluada demasiado pequeña.\n')
elseif L>max(L_v)
    L=max(L_v);
    fprintf(2,'Longitud de aleta evaluada demasiado grande.\n')
end
if a<1
    a=1;
```



```
fprintf(2, 'Longitud de directriz evaluada demasiado pequeña.\n')
elseif a>1.5
    a=1.5;
    fprintf(2, 'Longitud de directriz evaluada demasiado grande.\n')
end

% Resultados para a=1m
if L>0
    if dir_elip==0 % Directriz plana
        matrizh_base=[93.8,102.7,106.6;95.2,104.0,107.3;96.3,104.7,108.3];
        matrizh_ale=[99.8,99.9,100.1;106.2,105.9,105.8;112.7,111.4,110.6];
    else % Directriz elíptica

matrizh_base=[115.9,128.8,135.4;115.4,128.4,136.0;116.3,129.1,136.2];

matrizh_ale=[135.7,140.4,140.7;140.8,147.8,148.3;145.4,151.1,151.5];
    end

    for i=2:length(gap_v)
        if gap_v(i)>gap || (gap_v(i)==gap & i==length(gap_v))
            if gap_v(i)>gap
                x_gap=(gap-gap_v(i-1))/(gap_v(i)-gap_v(i-1));
            else
                x_gap=1;
            end
            for j=2:length(L_v)
                if L_v(j)>L || (L_v(j)==L & j==length(L_v))
                    if L_v(j)>L
                        x_L=(L-L_v(j-1))/(L_v(j)-L_v(j-1));
                    else
                        x_L=1;
                    end
                    h1=matrizh_base(j-1,i-1)+x_gap*(matrizh_base(j-1,i)-
matrizh_base(j-1,i-1));
                    h2=matrizh_base(j,i-1)+x_gap*(matrizh_base(j,i)-
matrizh_base(j,i-1));
                    h_base_1=h1+x_L*(h2-h1);
                    h1=matrizh_ale(j-1,i-1)+x_gap*(matrizh_ale(j-1,i)-
matrizh_ale(j-1,i-1));
                    h2=matrizh_ale(j,i-1)+x_gap*(matrizh_ale(j,i)-
matrizh_ale(j,i-1));
                    h_ale_1=h1+x_L*(h2-h1);
                    break
                end
            end
            break
        end
    end

% Resultados para a=1.5m
if dir_elip==0 % Directriz plana
    matrizh_base=[82.8,93.7,98.2;81.4,94.0,98.4;82.3,94.7,99.2];
    matrizh_ale=[89.0,90.3,90.4;91.7,94.3,94.3;97.2,99.2,98.7];
else % Directriz elíptica

matrizh_base=[107.5,121.7,129.0;103.5,120.5,128.7;103.9,120.3,129.0];
```



```

matrizh_ale=[123.9,131.7,132.8;126.7,141.7,144.5;133.1,147.4,150.6];
end

for i=2:length(gap_v)
    if gap_v(i)>gap || (gap_v(i)==gap & i==length(gap_v))
        if gap_v(i)>gap
            x_gap=(gap-gap_v(i-1))/(gap_v(i)-gap_v(i-1));
        else
            x_gap=1;
        end
        for j=2:length(L_v)
            if L_v(j)>L || (L_v(j)==L & j==length(L_v))
                if L_v(j)>L
                    x_L=(L-L_v(j-1))/(L_v(j)-L_v(j-1));
                else
                    x_L=1;
                end
                h1=matrizh_base(j-1,i-1)+x_gap*(matrizh_base(j-1,i)-
matrizh_base(j-1,i-1));
                h2=matrizh_base(j,i-1)+x_gap*(matrizh_base(j,i)-
matrizh_base(j,i-1));
                h_base_2=h1+x_L*(h2-h1);
                h1=matrizh_ale(j-1,i-1)+x_gap*(matrizh_ale(j-1,i)-
matrizh_ale(j-1,i-1));
                h2=matrizh_ale(j,i-1)+x_gap*(matrizh_ale(j,i)-
matrizh_ale(j,i-1));
                h_ale_2=h1+x_L*(h2-h1);
                break
            end
        end
        break
    end
end

elseif L==0 % Directriz elíptica sin aletas
    h_base_1=115.55; % a=1m
    h_base_2=113.7; % a=1.5m
    h_ale_1=0;h_ale_2=0; % Evitar error si directriz sin aletas
end
% Interpolación de resultados (cuando 1m<a<1.5m)
h_base=h_base_1+(a-1)/0.5*(h_base_2-h_base_1); % W/m2K. Coeficiente de
convección de la superficie no aleteada
h_ale=h_ale_1+(a-1)/0.5*(h_ale_2-h_ale_1); % W/m2K. Coeficiente de
convección de las aletas

```

#### 11.9.2.4.- fh\_int

```

function
[h_int,Ref,T_sup_int,uf,corr_i]=fh_int(A_int,a,lh,lw,d_H,T_inf_ref,z_parale
lo,T_sup_int,m_ref,Q,rug,n_dir,ref)
k=2;rho=3;cp=4;vd=5;vc=6;Pr=7;

% Evaluación de propiedades a T infinito (media)
kf=fprops(ref,k,T_inf_ref); % W/mK. Conductividad térmica
rhof=fprops(ref,rho,T_inf_ref); % kg/m3. Densidad
vcf=fprops(ref,vc,T_inf_ref); % m2/s. Viscosidad cinemática

```



```
vdf=fprops(ref,vd,T_inf_ref); % Pa*s. Viscosidad dinámica
Prf=fprops(ref,Pr,T_inf_ref); % [-]. N° de Prandtl

Ref_crit=2300; % Transición laminar --> turbulento

f_paso=z_paralelo*lh*lw; % m2. Sección de paso
uf=m_ref/(f_paso*rhof); % m/s. Velocidad de paso
Ref=uf*d_H/vcf; % [-]. N° de Reynolds

% Corrección del diámetro hidráulico (Idelchik)
AR=min(lw,lh)/max(lw,lh); % Aspect ratio de la sección de tubo
AR_v=[0,0.1,(0.2:0.2:1)]; % Vector para interpolar
if Ref<2000
    dHcor=[1.5,1.34,1.2,1.02,0.94,0.9,0.89];
else
    dHcor=[1.1,1.08,1.06,1.04,1.02,1.01,1];
end
interp(AR_v,dHcor,AR,'linear');
d_H=d_H*interp(AR_v,dHcor,AR,'linear');

landa=1+900/Ref; % Factor usado en corr_i=2
xi=(1.82*log10(Ref)-1.64)^(-2); % Factor usado en corr_i=2

n_it=30; % N° máximo de iteraciones permitidas
hint_v=[0]; % Vector de h_int
residuo=1e-6; % Criterio de convergencia
for i=2:(n_it+1);
    corr_i=1; % Se obliga al bucle a recorrer todas las correlaciones
    (desde el principio)

    % Evaluación de propiedades a T pared
    vdw=fprops(ref,vd,T_sup_int); % Pa*s. Viscosidad dinámica
    Prw=fprops(ref,Pr,T_sup_int); % [-]. N° de Prandtl

    % CORRELACIONES PARA RÉGIMEN TURBULENTO
    if corr_i==1 % Gnielinski (1976)
        if (Ref<1000000 && Ref>3000) && Prf>0.5 % Requisitos de aplicación
            f=fDarcy(rug,d_H,Ref,Ref_crit);
            ctemf=(vdf/vdw)^(-0.25);
            ctemNu=(vdf/vdw)^(0.25);
            f=ctemf*f;
            h_int=kf/d_H*((f/8)*(Ref-
1000)*Prf/(1+12.7*(f/8)^0.5*(Prf^(2/3)-1)))*ctemNu;
        else
            corr_i=2;
        end
    end
    if corr_i==2 % Variante de Gnielinski
        if (Ref<5000000 && Ref>4000) && (Prf<2000 && Prf>0.1) % Requisitos
de aplicación
            ctem=(vdf/vdw)^0.25;
            h_int=kf/d_H*0.125*xi*Ref*Prf*ctem/(landa+4.5*xi^0.5*(Prf^0.666-1));
        else
            corr_i=3;
        end
    end
end
```



```
if corr_i==3 % Sieder y Tate para tubos largos
    Sieder y Tate para tubos largos
    if Ref>10000 && (Prf<16700 && Prf>0.7) && (a/d_H)>=60 % Requisitos de aplicación
        ctem=(vdf/vdw)^0.14;
        h_int=0.027*kf/d_H*Ref^0.8*Prf^(1/3)*ctem;
    else
        corr_i=4;
    end
end
if corr_i==4 % Dittus y Boelter modificada
    if (Ref<1000000 && Ref>10000) && (Prf<2 && Prf>0.7) % Requisitos de aplicación
        ctem=(vdf/vdw)^0.25;
        h_int=0.023*kf/d_H*Ref^0.8*Prf^0.4*ctem;
    else
        corr_i=5;
    end
end
if corr_i==5 % Dittus y Boelter (1930)
    if Ref>10000 && (T_inf_ref-T_sup_int)<=5 && (a/d_H)>=60 % Cambiar el 50 a 5
        h_int=kf/d_H*0.023*Ref^0.8*Prf^0.3;
    else
        corr_i=6; % Para que pase a la siguiente correlación si esta no vale
    end
end

% CORRELACIONES PARA RÉGIMEN LAMINAR
if corr_i==6 % Sieder y Tate para rég laminar
    if Ref<Ref_crit && Prf>0.5 && (Ref*Prf*d_H/a)>10 % Requisitos de aplicación
        ctem=(vdf/vdw)^0.14;
        h_int=kf/d_H*1.86*Ref^(1/3)*Prf^(1/3)*(d_H/a)^(1/3)*ctem;
    else
        corr_i=7;
    end
end
if corr_i==7 % Edwards et al. (1979)
    if Ref<Ref_crit % Requisitos de aplicación
        ctemNu=(vdf/vdw)^(-0.11);
        h_int=kf/d_H*(3.66+0.065*d_H/a*Ref*Prf/(1+0.04*(d_H/a*Ref*Prf)^(2/3)))*ctemNu;
    else
        corr_i=8;
    end
end
if corr_i==8 % Mijeev y Mijeeva (tubos cortos)
    if Ref<Ref_crit && ((Prf/Prw)<10 && (Prf/Prw)>0.06) && (0.067*Ref*(Prf)^(5/6))>(a/d_H) % Requisitos de aplicación
        h_int=kf/d_H*1.4*(d_H/a*Ref)^0.4*(Prf/Prw)^0.25;
    else
        corr_i=9;
    end
end
if corr_i==9; % Mijeev y Mijeeva (tubos largos)
```



```
    if Ref<Ref_crit && ((Prf/Prw)<10 && (Prf/Prw)>0.06) &&
(0.067*Ref*(Prf)^(5/6))<(a/d_H) % Requisitos de aplicación
    h_int=kf/d_H*4*(Prf/Prw)^0.25;
else
    corr_i=10;
end
end

% CORRELACIONES PARA RÉGIMEN DE TRANSICIÓN
if corr_i==10;
    if (Ref>=Ref_crit && Ref<=4000) % Requisitos de aplicación
        ctemNu=(vdf/vdw)^(-0.11);
        ctem=(vdf/vdw)^0.25;

h_lam=kf/d_H*(3.66+0.065*d_H/a*Ref_crit*Prf/(1+0.04*(d_H/a*Ref_crit*Prf)^(2
/3)))*ctemNu;

h_turb=kf/d_H*0.125*xi*4000*Prf*ctem/(landa+4.5*xi^0.5*(Prf^0.666-1));
    x=(Ref-Ref_crit)/(4000-Ref_crit);
    h_int=h_lam+x*(h_turb-h_lam);
else
    h_int=0; % Si ninguna correlación es válida
end
end

hint_v=[hint_v,h_int]; % Vector de h_int

if h_int==0 % Si ninguna correlación es válida
    fprintf('Ninguna correlación válida.\n');
    T_sup_int=32+273.15; % Valor cualquiera (evita error de la función)
    break
else
    T_sup_int=T_inf_ref-Q/(h_int*A_int*n_dir); % K. Temperatura de la
superficie interior
end
% Comprobar convergencia
if (abs((hint_v(i)-hint_v(i-1))/hint_v(i))<residuo) | i==n_it
    if i==n_it
        fprintf('Convergencia de h_{int} no alcanzada\n');
    end
    break
end
end
end
end
```

### 11.9.2.5.- fh\_no\_ale

```
% Cálculo de h para directrices SIN aletas
function [h_base,Reg]=fh_no_ale(a,T_inf_aire,v_aire)
k=2;rho=3;cp=4;vd=5;vc=6;Pr=7; aire=1;

% Evaluación de las propiedades a la temperatura media del aire
kg=fprops(aire,k,T_inf_aire); % W/mK. Conductividad térmica
vcg=fprops(aire,vc,T_inf_aire); % m2/s. Viscosidad cinemática
Prg=fprops(aire,Pr,T_inf_aire); % [-]. N° de Prandtl
Reg=v_aire*a/vcg; % [-]. N° de Reynolds
```





```
% Cálculo de n° de Nusselt (Nu)
if Reg<1e7 && Reg>=5e5 % Régimen turbulento
    Nug=0.037*Reg^0.8*Prg/(1+2.443*Reg^(-0.1)*(Prg^(2/3)-1));
elseif Reg<=1e5 % Régimen laminar
    Nug=0.664*Reg^(1/2)*Prg^(1/3);
elseif Reg>1e5 && Reg<5e5 % Régimen de transición
    Nug1=0.037*Reg^0.8*Prg/(1+2.443*Reg^(-0.1)*(Prg^(2/3)-1));
    Nug2=0.664*Reg^(1/2)*Prg^(1/3);
    Nug=(Reg-1e5)/(5e5-1e5)*(Nug1-Nug2)+Nug2;
end

h_base=Nug*kg/a; % W/m2K. Coeficiente de convección
```

### 11.9.2.6.- fperd\_int

```
% Función para calcular las pérdidas de carga en el interior de los
conductos
function
[delta_P,delta_Pcodos,delta_Plin,delta_Pmotor,W_bomba]=fperd_int(Ref,uf,d_H
,a,T_inf_agua,z_serie,m_agua,rug,n_codos,rend_bomba,ref,lw,lh,rat_u,dir_elip)
k=2;rho=3;cp=4;vd=5;vc=6;Pr=7;

% Evaluación de propiedades a T infinita (media) del fluido refrigerante
rhof=fprops(ref,rho,T_inf_agua); % kg/m3. Densidad
vcf=fprops(ref,vc,T_inf_agua); % m2/s. Viscosidad cinemática

% Corrección del diámetro hidráulico (Idelchik)
AR=min(lw,lh)/max(lw,lh); % Aspect ratio de la sección de tubo
AR_v=[0,0.1,(0.2:0.2:1)]; % Vector para interpolar
if Ref<2000
    dHcor=[1.5,1.34,1.2,1.02,0.94,0.9,0.89];
else
    dHcor=[1.1,1.08,1.06,1.04,1.02,1.01,1];
end
interp(AR_v,dHcor,AR,'linear');
d_H=d_H*interp(AR_v,dHcor,AR,'linear');

Ref_crit=2300; % N° de Reynolds crítico (laminar->turbulento)
f=fDarcy(rug,d_H,Ref,Ref_crit); % Cálculo del factor de fricción

if dir_elip==1
    chi_elip=0.114; % Dato de Idelchik (difusores)
    % alfa=11.4212*pi/180; % rad. Ángulo de apertura de las directrices
    % elípticas
    % chi_elip2=f/(4*sin(alfa/2))*(lh/(lw/rat_u)*(1-1/5)+0.5*(1-(1/5)^2));
    delta_Plin=2*z_serie*chi_elip*rhof*(rat_u*uf)^2/2; % Se evalúa con u
    % máxima (s/ Idelchik)
else
    if Ref<Ref_crit % Régimen laminar
        delta_Plin=rhof*(64/Ref)*a*z_serie/d_H*uf^2/2;
    elseif Ref>4000 % Régimen turbulento
        delta_Plin=rhof*f*a*z_serie/d_H*uf^2/2;
    else % Régimen de transición (interpolación laminar-turbulento)
        delta_Plam=rhof*(64/2300)*a*z_serie/d_H*(2300*vcf/d_H)^2/2;
        delta_Pturb=rhof*f*a*z_serie/d_H*(4000*vcf/d_H)^2/2;
    end
end
```



```

        delta_Plin=delta_Plam+(delta_Pturb-delta_Plam)*(Ref-
Ref_crit)/(4000-Ref_crit);
    end
end
chi_codo=3.6; % s/ Idelchik
delta_Pcodos=n_codos*chi_codo*rhof*(rat_u*uf)^2/2; % Evaluado con u máxima
otros=0.2*(delta_Plin+delta_Pcodos); % Coef de seguridad de presión

delta_P=delta_Plin+delta_Pcodos+otros; % Pa. Pérdidas de carga en el
circuito de agua (parte del intercambiador de calor)
% k_motor=1e5/(0.5/1000)^2; % k_motor (no la uso)
% delta_Pmotor=k_motor*(m_agua/rhof)^2; % Pérdidas en el MOTOR
% delta_Pmotor=1e5; % Pa. Máxima caída de presión en el motor
delta_Pmotor=0; % Para no tener en cuenta caída de presión en el motor.
delta_P=delta_P+delta_Pmotor;
W_bomba=delta_P*m_agua/rhof/rend_bomba; % W. Consumo de la bomba

```

### 11.9.2.7.- fprops

```

function [dato] = fprops(sust,prop,T,h)
% sust: sustancia (lista más abajo)
% prop: k, rho, cp, vd, vc, Pr (conductividad térmica, densidad, calor
específico, viscosidad dinámica, viscosidad cinemática, n° de Prandtl)
% T: Temperatura [K]
% h: Altitud sobre el nivel del mar [m]

% Agua pura
Tabla_agua=[
273.15  0.569  1000  4217  0.00175  0.00000175  12.99
275 0.574  1000  4211  0.00165  0.000001652  12.22
280 0.582  1000  4198  0.00142  0.000001422  10.26
285 0.590  1000  4189  0.00123  0.000001225  8.81
290 0.598  999.000999  4184  0.00108  1.08108E-06  7.56
295 0.606  998.003992  4181  0.00096  9.60918E-07  6.62
300 0.613  997.0089731  4179  0.00086  8.57565E-07  5.83
305 0.620  995.0248756  4178  0.00077  7.72845E-07  5.20
310 0.628  993.0486594  4178  0.00070  6.99865E-07  4.62
315 0.634  991.0802775  4179  0.00063  6.36679E-07  4.16
320 0.640  989.1196835  4180  0.00058  5.83347E-07  3.77
325 0.645  987.1668312  4182  0.00053  5.34864E-07  3.42
330 0.650  984.2519685  4184  0.00049  4.96824E-07  3.15
335 0.656  982.3182711  4186  0.00045  4.61154E-07  2.88
340 0.660  979.4319295  4188  0.00042  4.2882E-07  2.66
345 0.664  976.5625  4191  0.00039  3.98336E-07  2.45
350 0.668  973.7098345  4195  0.00037  3.74855E-07  2.29
355 0.671  970.8737864  4199  0.00034  3.5329E-07  2.14
360 0.674  967.1179884  4203  0.00032  3.35016E-07  2.02
365 0.677  963.3911368  4209  0.00031  3.17628E-07  1.91
370 0.679  960.6147935  4214  0.00029  3.00849E-07  1.80
373.15  0.680  957.8544061  4217  0.00028  2.91276E-07  1.76];

% Aire seco
Tabla_aire=[
250 0.0235  1.413  1009  0.00001614  0.00001142  0.69298979
260 0.0242  1.36  1009  0.00001663  0.00001223  0.69337479
270 0.0249  1.311  1009  0.00001712  0.00001306  0.69373815
280 0.0255  1.265  1008  0.0000176  0.00001391  0.69571765

```



```
290 0.0261 1.22 1007 0.00001802 0.00001477 0.69525441
300 0.0267 1.177 1005 0.00001843 0.00001566 0.69371348
310 0.0274 1.141 1005 0.00001887 0.00001654 0.69212956
320 0.0281 1.106 1006 0.00001929 0.00001744 0.69059573
330 0.0287 1.073 1006 0.00001971 0.00001837 0.69088014
340 0.0294 1.042 1007 0.00002013 0.00001932 0.68948673
350 0.03 1.012 1007 0.00002054 0.00002030 0.68945933
360 0.0306 0.983 1007 0.00002094 0.00002130 0.68910392
370 0.0313 0.956 1008 0.00002134 0.00002232 0.68724345
380 0.0319 0.931 1008 0.00002175 0.00002336 0.68727273
390 0.0325 0.906 1009 0.00002212 0.00002442 0.68674092
400 0.0331 0.883 1009 0.00002252 0.00002550 0.68648580];
```

% Aceite de motor SAE 50 sin usar (2° grado)

```
Tabla_aceite=[
 280 0.147 895 1810 21900e-4 2450e-6 27000
 290 0.146 889 1850 10900e-4 1230e-6 13900
 300 0.1445 883 1900 5030e-4 570e-6 6600
 310 0.1435 877 1950 2500e-4 285e-6 3400
 320 0.1425 871 1990 1370e-4 157e-6 1910
 330 0.1415 865 2030 796e-4 92e-6 1140
 340 0.1405 859 2070 515e-4 60e-6 760
 350 0.139 854 2120 350e-4 41e-6 530
 360 0.138 848 2160 255e-4 30.1e-6 400
 370 0.137 842 2200 189e-4 22.5e-6 300
 380 0.136 837 2250 147e-4 17.6e-6 245
 390 0.135 832 2290 112e-4 13.5e-6 191
 400 0.134 826 2330 88.4e-4 10.7e-6 154
 410 0.133 820 2380 71.3e-4 8.7e-6 128
 420 0.132 815 2420 57.9e-4 7.1e-6 106];
```

% Aceite Chevron grado 22

```
Tabla_aceite2=[
 273.15 0.1311 864.9 1854.75 0.1710 197.75e-6 2419.24
 313.15 0.1254 839.6 2051.53 0.0194 23.1e-6 317.38
 323.15 0.1240 833.1 2101.77 0.01335 16.03e-6 226.28
 373.15 0.1169 800 2327.86 0.00358 4.47e-6 71.29];
```

% Aceite Chevron grado 46

```
Tabla_aceite3=[
 273.15 0.131101952 874.2 1842.192 0.428323032 4.90e-04
6018.623311
 313.15 0.125394347 849.1 2043.1584 0.03489801 4.11e-05
568.6234187
 323.15 0.124010685 842.8 2089.2132 0.022772456 2.70e-05
383.6485185
 373.15 0.116919419 810.1 2319.4872 0.005119832 6.32e-06
101.5689688];
```

Tabla\_etanol=[

```
203.15 0.193 863 1957 0.0118 1.37E-05 119.7
208.15 0.192 859 1968 0.009991 1.16E-05 102.4
213.15 0.191 855 1981 0.008511 9.95E-06 88.3
218.15 0.189 851 1996 0.007291 8.57E-06 77.0
223.15 0.188 848 2011 0.006281 7.41E-06 67.2
228.15 0.187 844 2028 0.005437 6.44E-06 59.0
233.15 0.185 840 2047 0.004729 5.63E-06 52.3
238.15 0.184 836 2067 0.004132 4.94E-06 46.4
```



243.15	0.183	832	2089	0.003626	4.36E-06	41.4
248.15	0.181	828	2112	0.003194	3.86E-06	37.3
253.15	0.18	824	2137	0.002825	3.43E-06	33.5
258.15	0.179	820	2164	0.002507	3.06E-06	30.3
263.15	0.177	816	2192	0.002233	2.74E-06	27.7
268.15	0.176	812	2222	0.001995	2.46E-06	25.2
273.15	0.175	808	2254	0.001788	2.21E-06	23.0
278.15	0.173	803	2287	0.001607	2.00E-06	21.2
283.15	0.172	799	2322	0.001449	1.81E-06	19.6
288.15	0.171	795	2360	0.001309	1.65E-06	18.1
293.15	0.169	790	2399	0.001186	1.50E-06	16.8
298.15	0.168	786	2439	0.001077	1.37E-06	15.6
303.15	0.167	781	2482	0.000981	1.26E-06	14.6
308.15	0.166	777	2527	0.000895	1.15E-06	13.6
313.15	0.164	772	2574	0.000818	1.06E-06	12.8
318.15	0.163	768	2623	0.00075	9.77E-07	12.1
323.15	0.162	763	2674	0.000688	9.02E-07	11.4
328.15	0.16	758	2727	0.000633	8.35E-07	10.8
333.15	0.159	753	2782	0.000584	7.76E-07	10.2
338.15	0.158	748	2840	0.000539	7.21E-07	9.7
343.15	0.156	743	2899	0.000498	6.70E-07	9.3
348.15	0.155	738	2961	0.000461	6.25E-07	8.8
353.15	0.154	733	3026	0.000428	5.84E-07	8.4
358.15	0.152	728	3092	0.000398	5.47E-07	8.1
363.15	0.151	722	3161	0.00037	5.12E-07	7.7
368.15	0.150	717	3232	0.000345	4.81E-07	7.4
373.15	0.148	711	3306	0.000321	4.51E-07	7.1
378.15	0.147	706	3382	0.0003	4.25E-07	6.9];

Tabla\_isopropanol=[

188.15	0.16	872	1853	0.284013	3.26E-04	3289.2
193.15	0.159	868	1842	0.202187	2.33E-04	2342.3
198.15	0.158	865	1837	0.146331	1.69E-04	1701.3
203.15	0.157	861	1839	0.107539	1.25E-04	1259.6
208.15	0.156	857	1847	0.080162	9.35E-05	949.1
213.15	0.154	853	1860	0.06055	7.10E-05	731.3
218.15	0.153	849	1879	0.046304	5.45E-05	568.7
223.15	0.152	845	1902	0.03582	4.24E-05	448.2
228.15	0.151	841	1930	0.028009	3.33E-05	358.0
233.15	0.15	837	1962	0.022124	2.64E-05	289.4
238.15	0.149	833	1997	0.017642	2.12E-05	236.5
243.15	0.148	829	2036	0.014193	1.71E-05	195.2
248.15	0.146	825	2079	0.011514	1.40E-05	164.0
253.15	0.145	821	2124	0.009415	1.15E-05	137.9
258.15	0.144	817	2172	0.007755	9.49E-06	117.0
263.15	0.143	812	2223	0.006434	7.92E-06	100.0
268.15	0.142	808	2275	0.005372	6.65E-06	86.1
273.15	0.141	804	2330	0.004514	5.61E-06	74.6
278.15	0.14	799	2386	0.003816	4.78E-06	65.0
283.15	0.138	795	2443	0.003244	4.08E-06	57.4
288.15	0.137	791	2502	0.002772	3.50E-06	50.6
293.15	0.136	786	2562	0.002381	3.03E-06	44.9
298.15	0.135	781	2622	0.002055	2.63E-06	39.9
303.15	0.134	777	2683	0.001782	2.29E-06	35.7
308.15	0.133	772	2745	0.001552	2.01E-06	32.0
313.15	0.132	767	2807	0.001357	1.77E-06	28.9
318.15	0.13	763	2869	0.001192	1.56E-06	26.3
323.15	0.129	758	2931	0.00105	1.39E-06	23.9
328.15	0.128	753	2994	0.000929	1.23E-06	21.7



333.15	0.127	748	3056	0.000824	1.10E-06	19.8
338.15	0.126	743	3117	0.000734	9.88E-07	18.2
343.15	0.125	737	3179	0.000656	8.90E-07	16.7
348.15	0.124	732	3239	0.000588	8.03E-07	15.4
353.15	0.122	727	3300	0.000528	7.26E-07	14.3
358.15	0.121	721	3359	0.000528	7.32E-07	14.7
363.15	0.12	716	3418	0.000528	7.37E-07	15.0
368.15	0.119	710	3477	0.000528	7.44E-07	15.4
373.15	0.118	704	3534	0.000528	7.50E-07	15.8
378.15	0.117	698	3591	0.000528	7.56E-07	16.2
383.15	0.116	692	3648	0.000528	7.63E-07	16.6
388.15	0.115	686	3703	0.000528	7.70E-07	17.0
393.15	0.113	680	3758	0.000528	7.76E-07	17.6
398.15	0.112	674	3812	0.000528	7.83E-07	18.0
403.15	0.111	667	3866	0.000528	7.92E-07	18.4
408.15	0.11	660	3919	0.000528	8.00E-07	18.8];

Tabla\_metanol=[

178.15	0.234	892	2218	0.010557	1.18E-05	100.1
183.15	0.232	888	2214	0.008499	9.57E-06	81.1
188.15	0.231	885	2212	0.006931	7.83E-06	66.4
193.15	0.23	881	2211	0.005721	6.49E-06	55.0
198.15	0.228	877	2212	0.004774	5.44E-06	46.3
203.15	0.227	873	2214	0.004025	4.61E-06	39.3
208.15	0.225	869	2218	0.003426	3.94E-06	33.8
213.15	0.224	865	2223	0.002941	3.40E-06	29.2
218.15	0.222	860	2230	0.002546	2.96E-06	25.6
223.15	0.221	856	2238	0.00222	2.59E-06	22.5
228.15	0.22	852	2247	0.00195	2.29E-06	19.9
233.15	0.218	848	2258	0.001723	2.03E-06	17.8
238.15	0.217	844	2271	0.001533	1.82E-06	16.0
243.15	0.215	839	2285	0.001371	1.63E-06	14.6
248.15	0.214	835	2300	0.001233	1.48E-06	13.3
253.15	0.213	831	2317	0.001114	1.34E-06	12.1
258.15	0.211	826	2335	0.001012	1.23E-06	11.2
263.15	0.21	822	2355	0.000923	1.12E-06	10.4
268.15	0.208	817	2376	0.000845	1.03E-06	9.7
273.15	0.207	813	2399	0.000777	9.56E-07	9.0
278.15	0.206	808	2423	0.000717	8.87E-07	8.4
283.15	0.204	804	2449	0.000664	8.26E-07	8.0
288.15	0.203	799	2476	0.000617	7.72E-07	7.5
293.15	0.201	794	2504	0.000575	7.24E-07	7.2
298.15	0.2	790	2534	0.000538	6.81E-07	6.8
303.15	0.199	785	2566	0.000504	6.42E-07	6.5
308.15	0.197	780	2599	0.000474	6.08E-07	6.3
313.15	0.196	775	2633	0.000447	5.77E-07	6.0
318.15	0.194	770	2669	0.000422	5.48E-07	5.8
323.15	0.193	765	2706	0.000399	5.22E-07	5.6
328.15	0.192	760	2745	0.000379	4.99E-07	5.4
333.15	0.19	755	2785	0.00036	4.77E-07	5.3
338.15	0.1886	749	2827	0.000339333	4.53E-07	5.1
343.15	0.1872	744	2870	0.000318667	4.28E-07	4.9
348.15	0.1858	738	2915	0.000298	4.04E-07	4.7
353.15	0.1844	733	2961	0.000277333	3.78E-07	4.5
358.15	0.1829	727	3009	0.000256667	3.53E-07	4.2
363.15	0.1815	722	3058	0.000236	3.27E-07	4.0
368.15	0.1801	716	3108	0.000215333	3.01E-07	3.7
373.15	0.1787	710	3160	0.000194667	2.74E-07	3.4
378.15	0.1773	704	3214	0.000174	2.47E-07	3.2



383.15	0.1759	698	3269	0.000153333	2.20E-07	2.8
388.15	0.1745	692	3325	0.000132667	1.92E-07	2.5
393.15	0.1731	685	3383	0.000112	1.64E-07	2.2];

Tabla\_metilciclohexano=[

253.15	0.1217	804	1706	0.001435	1.78E-06	20.1
258.15	0.1205	799	1724	0.001301	1.63E-06	18.6
263.15	0.1193	795	1742	0.001185	1.49E-06	17.3
268.15	0.1182	791	1761	0.001083	1.37E-06	16.1
273.15	0.117	787	1780	0.000993	1.26E-06	15.1
278.15	0.115	783	1800	0.000914	1.17E-06	14.3
283.15	0.114	779	1820	0.000844	1.08E-06	13.5
288.15	0.113	774	1840	0.000783	1.01E-06	12.7
293.15	0.112	770	1861	0.000727	9.44E-07	12.1
298.15	0.111	766	1882	0.000678	8.85E-07	11.5
303.15	0.11	762	1904	0.000634	8.32E-07	11.0
308.15	0.109	757	1926	0.000595	7.86E-07	10.5
313.15	0.107	753	1949	0.00056	7.44E-07	10.2
318.15	0.106	748	1972	0.000528	7.06E-07	9.8
323.15	0.105	744	1995	0.0005	6.72E-07	9.5
328.15	0.104	739	2017	0.000474	6.41E-07	9.2
333.15	0.103	735	2040	0.000451	6.14E-07	8.9
338.15	0.102	730	2062	0.00043	5.89E-07	8.7
343.15	0.101	726	2085	0.000411	5.66E-07	8.5
348.15	0.099	721	2107	0.000394	5.46E-07	8.4
353.15	0.098	716	2130	0.000379	5.29E-07	8.2
358.15	0.097	712	2152	0.000365	5.13E-07	8.1
363.15	0.096	707	2175	0.000352	4.98E-07	8.0];

Tabla\_o\_xilano=[

248.15	0.143	915	1632	0.001729	1.89E-06	19.7
253.15	0.142	911	1645	0.001567	1.72E-06	18.2
258.15	0.141	908	1657	0.001426	1.57E-06	16.8
263.15	0.139	904	1669	0.001303	1.44E-06	15.6
268.15	0.138	900	1682	0.001195	1.33E-06	14.6
273.15	0.137	896	1694	0.001099	1.23E-06	13.6
278.15	0.136	892	1706	0.001015	1.14E-06	12.7
283.15	0.135	888	1718	0.000939	1.06E-06	11.9
288.15	0.134	884	1730	0.000872	9.86E-07	11.3
293.15	0.133	880	1742	0.000812	9.23E-07	10.6
298.15	0.131	876	1754	0.000758	8.65E-07	10.1
303.15	0.13	872	1766	0.000709	8.13E-07	9.6
308.15	0.129	868	1778	0.000665	7.66E-07	9.2
313.15	0.128	864	1790	0.000625	7.23E-07	8.7
318.15	0.127	859	1802	0.000589	6.86E-07	8.4
323.15	0.126	855	1815	0.000556	6.50E-07	8.0
328.15	0.124	851	1827	0.000525	6.17E-07	7.7
333.15	0.123	847	1840	0.000498	5.88E-07	7.4
338.15	0.122	843	1853	0.000472	5.60E-07	7.2
343.15	0.121	838	1866	0.000449	5.36E-07	6.9
348.15	0.12	834	1879	0.000427	5.12E-07	6.7
353.15	0.119	829	1892	0.000408	4.92E-07	6.5
358.15	0.118	825	1906	0.000389	4.72E-07	6.3
363.15	0.116	821	1920	0.000372	4.53E-07	6.2
368.15	0.115	816	1935	0.000356	4.36E-07	6.0
373.15	0.114	812	1949	0.000342	4.21E-07	5.8
378.15	0.113	807	1965	0.000328	4.06E-07	5.7
383.15	0.112	803	1980	0.000315	3.92E-07	5.6



388.15	0.111	798	1996	0.000303	3.80E-07	5.4
393.15	0.11	793	2012	0.000292	3.68E-07	5.3
398.15	0.108	788	2029	0.000282	3.58E-07	5.3
403.15	0.107	784	2046	0.000272	3.47E-07	5.2
408.15	0.106	779	2064	0.000263	3.38E-07	5.1
413.15	0.105	774	2082	0.000254	3.28E-07	5.0];

Tabla\_DOWTHERM\_J=[

193.15	0.1485	931.3	1584	0.00843	9.05E-06	89.9
203.15	0.1475	927.9	1594	0.00711	7.66E-06	76.8
213.15	0.1453	921	1616	0.00512	5.56E-06	56.9
223.15	0.1432	914.1	1639	0.00378	4.14E-06	43.3
233.15	0.1411	907.1	1663	0.00288	3.17E-06	33.9
243.15	0.139	900	1688	0.00225	2.50E-06	27.3
253.15	0.1368	892.9	1714	0.0018	2.02E-06	22.6
263.15	0.1347	885.7	1741	0.00148	1.67E-06	19.1
273.15	0.1326	878.5	1769	0.00123	1.40E-06	16.4
283.15	0.1305	871.1	1798	0.00105	1.21E-06	14.5
293.15	0.1284	863.7	1828	0.00091	1.05E-06	13.0
303.15	0.1262	856.2	1859	0.00079	9.23E-07	11.6
313.15	0.1241	848.7	1890	0.0007	8.25E-07	10.7
323.15	0.122	841	1923	0.00063	7.49E-07	9.9
333.15	0.1199	833.2	1955	0.00056	6.72E-07	9.1
343.15	0.1177	825.4	1989	0.00051	6.18E-07	8.6
353.15	0.1156	817.4	2023	0.00047	5.75E-07	8.2
363.15	0.1135	809.4	2058	0.00043	5.31E-07	7.8
373.15	0.1114	801.2	2093	0.0004	4.99E-07	7.5
383.15	0.1093	792.9	2129	0.00037	4.67E-07	7.2
393.15	0.1071	784.4	2165	0.00035	4.46E-07	7.1
403.15	0.105	775.9	2202	0.00033	4.25E-07	6.9
413.15	0.1029	767.1	2239	0.00031	4.04E-07	6.7
423.15	0.1008	758.3	2277	0.00029	3.82E-07	6.6
433.15	0.0987	749.2	2315	0.00028	3.74E-07	6.6
443.15	0.0965	740	2353	0.00027	3.65E-07	6.6
453.15	0.0944	730.6	2392	0.00025	3.42E-07	6.3
454.15	0.0941	729.3	2397	0.00025	3.43E-07	6.4
463.15	0.0923	720.9	2432	0.00024	3.33E-07	6.3
473.15	0.0902	711	2472	0.00023	3.23E-07	6.3
483.15	0.088	700.9	2512	0.00023	3.28E-07	6.6
493.15	0.0859	690.5	2553	0.00022	3.19E-07	6.5
503.15	0.0838	679.8	2594	0.00021	3.09E-07	6.5
513.15	0.0817	668.8	2636	0.0002	2.99E-07	6.5
523.15	0.0796	657.3	2680	0.0002	3.04E-07	6.7
533.15	0.0774	645.5	2724	0.00019	2.94E-07	6.7
543.15	0.0753	633.1	2769	0.00018	2.84E-07	6.6
553.15	0.0732	620.2	2816	0.00018	2.90E-07	6.9
563.15	0.0711	606.6	2866	0.00017	2.80E-07	6.9
573.15	0.069	592.2	2919	0.00017	2.87E-07	7.2
583.15	0.0668	576.9	2976	0.00017	2.95E-07	7.6
593.15	0.0647	560.4	3040	0.00016	2.86E-07	7.5
603.15	0.0626	542.4	3115	0.00016	2.95E-07	8.0
613.15	0.0605	522.4	3208	0.00016	3.06E-07	8.5
618.15	0.0594	511.4	3265	0.00015	2.93E-07	8.2];

Tabla\_DYNALENE\_MV=[

161.15	0.1646	948	1330	0.2153	2.27E-04	1739.7
173.15	0.1618	938	1373	0.0464	4.95E-05	393.7
183.15	0.1594	931	1408	0.01991	2.14E-05	175.9



193.15	0.157	923	1443	0.01071	1.16E-05	98.4
203.15	0.1546	915	1479	0.00666	7.28E-06	63.7
213.15	0.1522	907	1514	0.00458	5.05E-06	45.6
223.15	0.1499	900	1549	0.00338	3.76E-06	34.9
233.15	0.1475	892	1584	0.00263	2.95E-06	28.2
243.15	0.1451	884	1620	0.00213	2.41E-06	23.8
253.15	0.1427	876	1655	0.00178	2.03E-06	20.6
263.15	0.1403	869	1690	0.00153	1.76E-06	18.4
273.15	0.138	861	1726	0.00134	1.56E-06	16.8
283.15	0.1356	853	1761	0.00119	1.40E-06	15.5
293.15	0.1332	845	1796	0.00107	1.27E-06	14.4
303.15	0.1308	838	1831	0.00097	1.16E-06	13.6
313.15	0.1284	830	1867	0.0009	1.08E-06	13.1
323.15	0.126	822	1902	0.00083	1.01E-06	12.5
333.15	0.1237	815	1937	0.00078	9.57E-07	12.2
343.15	0.1213	807	1973	0.00073	9.05E-07	11.9
353.15	0.1189	799	2008	0.00069	8.64E-07	11.7
363.15	0.1165	791	2043	0.00065	8.22E-07	11.4
373.15	0.1141	784	2078	0.00062	7.91E-07	11.3
383.15	0.1118	776	2114	0.00059	7.60E-07	11.2
393.15	0.1094	736	2149	0.00057	7.74E-07	11.2
403.15	0.107	760	2184	0.00055	7.24E-07	11.2
413.15	0.1046	753	2219	0.00053	7.04E-07	11.2
423.15	0.1022	745	2255	0.00051	6.85E-07	11.3
436.15	0.0991	735	2301	0.00049	6.67E-07	11.4];

Tabla\_JARYTHERM\_AX320=[

253.15	0.167	1025	1770	0.49471	4.83E-04	5243.3
273.15	0.164	1010	1820	0.07306	7.23E-05	810.8
293.15	0.16	995	1870	0.02147	2.16E-05	250.9
313.15	0.156	980	1930	0.00914	9.33E-06	113.1
333.15	0.152	965	1980	0.00486	5.04E-06	63.3
353.15	0.149	950	2040	0.00299	3.15E-06	40.9
373.15	0.145	935	2090	0.00203	2.17E-06	29.3
393.15	0.141	920	2150	0.00148	1.61E-06	22.6
413.15	0.137	905	2200	0.00113	1.25E-06	18.1
433.15	0.134	890	2260	0.00091	1.02E-06	15.3
453.15	0.13	875	2310	0.00074	8.46E-07	13.1
473.15	0.126	860	2370	0.00063	7.33E-07	11.9
493.15	0.122	845	2420	0.00054	6.39E-07	10.7
513.15	0.119	831	2480	0.00047	5.66E-07	9.8
533.15	0.115	816	2530	0.00042	5.15E-07	9.2
553.15	0.111	801	2580	0.00038	4.74E-07	8.8
573.15	0.108	786	2640	0.00034	4.33E-07	8.3
593.15	0.104	771	2690	0.00031	4.02E-07	8.0
613.15	0.1	756	2750	0.00028	3.70E-07	7.7];

Tabla\_JARYTHERM\_BT06=[

233.15	0.137	1052	1430	0.32955	3.13E-04	3439.8
253.15	0.135	1037	1490	0.03949	3.81E-05	435.9
273.15	0.132	1023	1550	0.01246	1.22E-05	146.3
293.15	0.13	1008	1610	0.00595	5.90E-06	73.7
313.15	0.127	994	1670	0.0033	3.32E-06	43.4
333.15	0.125	979	1730	0.00223	2.28E-06	30.9
353.15	0.122	965	1790	0.00165	1.71E-06	24.2
373.15	0.12	950	1840	0.00126	1.33E-06	19.3
393.15	0.117	936	1900	0.001	1.07E-06	16.2
413.15	0.115	921	1960	0.00082	8.90E-07	14.0





433.15	0.112	907	2020	0.00069	7.61E-07	12.4
453.15	0.11	892	2080	0.0006	6.73E-07	11.3
473.15	0.107	878	2140	0.00052	5.92E-07	10.4
493.15	0.105	863	2200	0.00046	5.33E-07	9.6
513.15	0.102	849	2260	0.00042	4.95E-07	9.3
533.15	0.1	834	2310	0.00038	4.56E-07	8.8
553.15	0.097	820	2370	0.00034	4.15E-07	8.3
573.15	0.095	805	2430	0.00031	3.85E-07	7.9
593.15	0.092	791	2490	0.00029	3.67E-07	7.8
613.15	0.09	776	2550	0.00027	3.48E-07	7.7
633.15	0.087	762	2610	0.00025	3.28E-07	7.5
653.15	0.085	747	2670	0.00024	3.21E-07	7.5];

Tabla\_JARYTHERM\_CF=[

193.15	0.15	956	1500	0.01223	1.28E-05	122.3
213.15	0.145	938	1560	0.00526	5.61E-06	56.6
233.15	0.141	919	1620	0.00283	3.08E-06	32.5
253.15	0.137	901	1680	0.00176	1.95E-06	21.6
273.15	0.133	882	1750	0.0012	1.36E-06	15.8
293.15	0.128	864	1810	0.00088	1.02E-06	12.4
313.15	0.124	846	1880	0.00068	8.04E-07	10.3
333.15	0.12	827	1950	0.00055	6.65E-07	8.9
353.15	0.115	809	2020	0.00044	5.44E-07	7.7
373.15	0.111	791	2090	0.00038	4.80E-07	7.2
393.15	0.107	772	2160	0.00032	4.15E-07	6.5
413.15	0.102	754	2230	0.00029	3.85E-07	6.3
433.15	0.098	735	2310	0.00025	3.40E-07	5.9
453.15	0.094	717	2390	0.00022	3.07E-07	5.6
473.15	0.089	699	2460	0.0002	2.86E-07	5.5
493.15	0.085	680	2540	0.00018	2.65E-07	5.4
513.15	0.081	662	2630	0.00017	2.57E-07	5.5
533.15	0.076	644	2710	0.00015	2.33E-07	5.3
553.15	0.072	625	2790	0.00014	2.24E-07	5.4
573.15	0.067	607	2880	0.00013	2.14E-07	5.6
593.15	0.063	588	2960	0.00012	2.04E-07	5.6
613.15	0.058	570	3050	0.00011	1.93E-07	5.8];

Tabla\_MARLOTHERM\_LH=[

253.15	0.136	1026	1480	0.017442	1.70E-05	189.8
273.15	0.134	1010	1550	0.008383	8.30E-06	97.0
293.15	0.132	996	1620	0.003984	4.00E-06	48.9
313.15	0.129	980	1680	0.002548	2.60E-06	33.2
333.15	0.127	966	1750	0.001835	1.90E-06	25.3
353.15	0.125	950	1820	0.001425	1.50E-06	20.7
373.15	0.122	936	1880	0.00103	1.10E-06	15.9
393.15	0.12	920	1950	0.000791	8.60E-07	12.9
413.15	0.118	906	2020	0.000643	7.10E-07	11.0
433.15	0.115	890	2080	0.000543	6.10E-07	9.8
453.15	0.113	873	2150	0.000471	5.40E-07	9.0
473.15	0.111	856	2220	0.000402	4.70E-07	8.0
493.15	0.109	839	2290	0.000361	4.30E-07	7.6
513.15	0.106	822	2350	0.000321	3.91E-07	7.1
533.15	0.104	804	2420	0.000289	3.59E-07	6.7
553.15	0.102	786	2490	0.000252	3.21E-07	6.2
573.15	0.099	766	2550	0.00023	3.00E-07	5.9
593.15	0.097	747	2620	0.000209	2.80E-07	5.6
613.15	0.095	726	2690	0.000196	2.70E-07	5.5
633.15	0.092	703	2750	0.000183	2.60E-07	5.5];



Tabla\_MARLOTHERM\_SH=[

273.15	0.133	1058	1480	0.339618	3.21E-04	3779.2
293.15	0.131	1044	1550	0.049068	4.70E-05	580.6
313.15	0.128	1030	1620	0.016995	1.65E-05	215.1
333.15	0.125	1016	1700	0.00823	8.10E-06	111.9
353.15	0.123	1001	1770	0.004705	4.70E-06	67.7
373.15	0.12	987	1850	0.00306	3.10E-06	47.2
393.15	0.117	973	1920	0.002238	2.30E-06	36.7
413.15	0.115	958	1990	0.001724	1.80E-06	29.8
433.15	0.112	944	2070	0.001322	1.40E-06	24.4
453.15	0.11	930	2150	0.001116	1.20E-06	21.8
473.15	0.107	915	2220	0.000842	9.20E-07	17.5
493.15	0.104	901	2290	0.000694	7.70E-07	15.3
513.15	0.102	887	2370	0.000577	6.51E-07	13.4
533.15	0.099	873	2440	0.000498	5.70E-07	12.3
553.15	0.096	858	2520	0.000429	5.00E-07	11.3
573.15	0.094	844	2590	0.00038	4.50E-07	10.5
593.15	0.091	830	2670	0.000332	4.00E-07	9.7
613.15	0.088	815	2740	0.000293	3.60E-07	9.1
633.15	0.086	801	2820	0.000256	3.20E-07	8.4];

Tabla\_MARLOTHERM\_X=[

213.15	0.153	931	1710	0.00661	7.10E-06	73.9
233.15	0.147	915	1730	0.003203	3.50E-06	37.7
253.15	0.142	899	1740	0.001888	2.10E-06	23.1
273.15	0.137	885	1760	0.001239	1.40E-06	15.9
293.15	0.132	868	1780	0.000955	1.10E-06	12.9
313.15	0.126	851	1810	0.000723	8.50E-07	10.4
333.15	0.121	835	1850	0.000576	6.90E-07	8.8
353.15	0.116	819	1900	0.000459	5.60E-07	7.5
373.15	0.111	803	1970	0.000385	4.79E-07	6.8
393.15	0.106	787	2050	0.000331	4.21E-07	6.4
413.15	0.101	769	2140	0.000285	3.71E-07	6.0
433.15	0.095	752	2230	0.000248	3.30E-07	5.8
453.15	0.09	735	2320	0.000221	3.01E-07	5.7
473.15	0.085	718	2410	0.000208	2.90E-07	5.9
493.15	0.08	701	2500	0.000196	2.80E-07	6.1
513.15	0.075	684	2590	0.000185	2.70E-07	6.4
533.15	0.069	667	2680	0.000173	2.59E-07	6.7
553.15	0.064	650	2770	0.000163	2.51E-07	7.1
573.15	0.059	633	2860	0.000152	2.40E-07	7.4];

Tabla\_PARACRYOL=[

233.15	0.1518	820	1748	0.009024	1.10E-05	103.9
253.15	0.1503	806	1828	0.004837	6.00E-06	58.8
273.15	0.1488	792	1909	0.002772	3.50E-06	35.6
293.15	0.1473	778	1989	0.001789	2.30E-06	24.2
313.15	0.1458	764	2069	0.001222	1.60E-06	17.3
333.15	0.1444	749	2149	0.000899	1.20E-06	13.4
353.15	0.1429	735	2229	0.000735	1.00E-06	11.5
373.15	0.1414	721	2309	0.000591	8.20E-07	9.7
393.15	0.1399	707	2390	0.000495	7.00E-07	8.5
413.15	0.1384	693	2470	0.000416	6.00E-07	7.4
433.15	0.1369	678	2550	0.000353	5.21E-07	6.6
453.15	0.1354	664	2630	0.000177	2.66E-07	3.4];

Tabla\_PARATHERM\_CR=[



173.15	0.1492	948	1473	0.0348	3.67E-05	343.6
198.15	0.1472	923	1565	0.00529	5.73E-06	56.2
223.15	0.1453	898	1662	0.0027	3.01E-06	30.9
248.15	0.1433	873	1754	0.00176	2.02E-06	21.5
273.15	0.1414	847	1846	0.001	1.18E-06	13.1
298.15	0.1396	822	1938	0.00076	9.25E-07	10.6
323.15	0.1379	797	2030	0.00059	7.40E-07	8.7
348.15	0.1361	772	2126	0.00048	6.22E-07	7.5
373.15	0.1342	747	2218	0.00041	5.49E-07	6.8
398.15	0.1321	722	2310	0.00035	4.85E-07	6.1
423.15	0.13	696	2402	0.00031	4.45E-07	5.7
448.15	0.1279	671	2495	0.00028	4.17E-07	5.5
473.15	0.1258	646	2591	0.00026	4.02E-07	5.4];

Tabla\_SANTOTHERM\_59=[

223.15	0.126	1025	1460	2.504311	2.44E-03	29018.2
233.15	0.125	1017	1490	0.453989	4.46E-04	5411.5
243.15	0.125	1010	1520	0.132552	1.31E-04	1611.8
253.15	0.124	1003	1550	0.053259	5.31E-05	665.7
263.15	0.123	996	1580	0.026523	2.66E-05	340.7
273.15	0.123	989	1620	0.015349	1.55E-05	202.2
283.15	0.122	982	1650	0.009879	1.01E-05	133.6
293.15	0.121	974	1680	0.006857	7.04E-06	95.2
303.15	0.121	967	1710	0.005048	5.22E-06	71.3
313.15	0.12	960	1750	0.003878	4.04E-06	56.6
323.15	0.119	953	1780	0.003078	3.23E-06	46.0
333.15	0.118	945	1810	0.002504	2.65E-06	38.4
343.15	0.118	938	1840	0.002092	2.23E-06	32.6
353.15	0.117	931	1880	0.001769	1.90E-06	28.4
363.15	0.116	923	1910	0.001514	1.64E-06	24.9
373.15	0.115	916	1940	0.001319	1.44E-06	22.3
383.15	0.114	908	1970	0.001153	1.27E-06	19.9
393.15	0.113	901	2010	0.001027	1.14E-06	18.3
403.15	0.112	893	2040	0.000911	1.02E-06	16.6
413.15	0.111	886	2070	0.000815	9.20E-07	15.2
423.15	0.11	878	2110	0.000738	8.41E-07	14.2
433.15	0.109	871	2140	0.000671	7.70E-07	13.2
443.15	0.108	863	2170	0.000613	7.10E-07	12.3
453.15	0.107	855	2210	0.000564	6.60E-07	11.6
463.15	0.106	847	2240	0.000517	6.10E-07	10.9
473.15	0.104	840	2270	0.000479	5.70E-07	10.5
483.15	0.103	832	2310	0.000441	5.30E-07	9.9
493.15	0.102	823	2340	0.000412	5.01E-07	9.5
503.15	0.101	815	2380	0.000383	4.70E-07	9.0
513.15	0.099	807	2410	0.000355	4.40E-07	8.6
523.15	0.098	799	2440	0.000336	4.21E-07	8.4
533.15	0.097	790	2480	0.000316	4.00E-07	8.1
543.15	0.095	782	2510	0.000297	3.80E-07	7.8
553.15	0.094	773	2550	0.000278	3.60E-07	7.5
563.15	0.092	764	2580	0.000267	3.49E-07	7.5
573.15	0.091	755	2620	0.000249	3.30E-07	7.2
583.15	0.09	745	2660	0.000238	3.19E-07	7.0
593.15	0.088	736	2690	0.000228	3.10E-07	7.0];

Tabla\_SYLTHERM\_800=[

233.15	0.1463	991	1506	0.05105	5.15E-05	525.5
273.15	0.1388	953	1574	0.01533	1.61E-05	173.8
313.15	0.1312	917	1643	0.007	7.63E-06	87.7



353.15	0.1237	882	1711	0.00386	4.38E-06	53.4
393.15	0.1162	846	1779	0.00236	2.79E-06	36.1
433.15	0.1087	810	1847	0.00154	1.90E-06	26.2
473.15	0.1012	773	1916	0.00105	1.36E-06	19.9
513.15	0.0936	734	1984	0.00074	1.01E-06	15.7
553.15	0.0861	693	2052	0.00054	7.79E-07	12.9
593.15	0.0786	648	2121	0.00041	6.33E-07	11.1
633.15	0.0711	600	2189	0.00031	5.17E-07	9.5
673.15	0.0635	547	2257	0.00025	4.57E-07	8.9];

Tabla\_SYLTHERM\_XLT=[

173.15	0.1341	979	1520	0.0786	8.03E-05	890.9
183.15	0.1324	968	1541	0.0337	3.48E-05	392.2
193.15	0.1306	958	1562	0.02	2.09E-05	239.2
203.15	0.1288	948	1583	0.0133	1.40E-05	163.5
213.15	0.1269	937	1604	0.0094	1.00E-05	118.8
223.15	0.1251	927	1625	0.0069	7.44E-06	89.6
233.15	0.1231	917	1646	0.0052	5.67E-06	69.5
243.15	0.1212	907	1660	0.004	4.41E-06	54.8
253.15	0.1192	896	1688	0.0031	3.46E-06	43.9
263.15	0.1171	886	1709	0.0025	2.82E-06	36.5
273.15	0.115	876	1730	0.002	2.28E-06	30.1
283.15	0.1129	866	1751	0.0017	1.96E-06	26.4
293.15	0.1108	855	1772	0.0014	1.64E-06	22.4
303.15	0.1086	845	1793	0.0012	1.42E-06	19.8
313.15	0.1064	835	1814	0.001	1.20E-06	17.0
323.15	0.1042	825	1835	0.00091	1.10E-06	16.0
333.15	0.1019	814	1856	0.0008	9.83E-07	14.6
343.15	0.0996	804	1877	0.0007	8.71E-07	13.2
353.15	0.0973	794	1898	0.00063	7.93E-07	12.3
363.15	0.0949	783	1919	0.00057	7.28E-07	11.5
373.15	0.0925	773	1940	0.00051	6.60E-07	10.7
383.15	0.0901	763	1961	0.00047	6.16E-07	10.2
393.15	0.0877	753	1982	0.00043	5.71E-07	9.7
403.15	0.0852	742	2003	0.00039	5.26E-07	9.2
413.15	0.0827	732	2024	0.00036	4.92E-07	8.8
423.15	0.0802	722	2045	0.00034	4.71E-07	8.7
433.15	0.0777	712	2066	0.00031	4.35E-07	8.2
443.15	0.0751	701	2087	0.00029	4.14E-07	8.1
453.15	0.0725	691	2108	0.00028	4.05E-07	8.1
463.15	0.0699	681	2129	0.00026	3.82E-07	7.9
473.15	0.0673	670	2150	0.00024	3.58E-07	7.7
483.15	0.0646	660	2171	0.00023	3.48E-07	7.7
493.15	0.062	650	2192	0.00022	3.38E-07	7.8
503.15	0.0593	640	2213	0.00021	3.28E-07	7.8
513.15	0.0566	629	2234	0.0002	3.18E-07	7.9
523.15	0.0538	619	2255	0.00019	3.07E-07	8.0
533.15	0.0511	609	2276	0.00018	2.96E-07	8.0
543.15	0.0483	599	2297	0.00017	2.84E-07	8.1
553.15	0.0455	588	2318	0.00017	2.89E-07	8.7
563.15	0.0427	578	2339	0.00016	2.77E-07	8.8];

Tabla\_Therminol\_66=[

273.15	0.1183	1021	1496	1.238319	1.21E-03	15659.6
283.15	0.1179	1014	1529	0.337435	3.33E-04	4376.1
293.15	0.1176	1008	1563	0.12582	1.25E-04	1672.3
303.15	0.1172	1002	1596	0.057985	5.79E-05	789.6
313.15	0.1167	996	1630	0.031043	3.12E-05	433.6



323.15	0.1163	989	1664	0.018548	1.88E-05	265.4
333.15	0.1158	983	1698	0.012041	1.22E-05	176.6
343.15	0.1152	976	1732	0.008334	8.54E-06	125.3
353.15	0.1147	969	1767	0.006068	6.26E-06	93.5
363.15	0.1141	963	1801	0.004601	4.78E-06	72.6
373.15	0.1135	956	1836	0.003606	3.77E-06	58.3
383.15	0.1128	949	1871	0.002904	3.06E-06	48.2
393.15	0.1122	942	1906	0.002393	2.54E-06	40.7
403.15	0.1115	935	1942	0.00201	2.15E-06	35.0
413.15	0.1107	928	1977	0.001717	1.85E-06	30.7
423.15	0.11	921	2013	0.001487	1.61E-06	27.2
433.15	0.1092	914	2049	0.001303	1.43E-06	24.4
443.15	0.1083	907	2085	0.001154	1.27E-06	22.2
453.15	0.1075	900	2121	0.001032	1.15E-06	20.4
463.15	0.1066	892	2158	0.00093	1.04E-06	18.8
473.15	0.1057	885	2194	0.000844	9.54E-07	17.5
483.15	0.1047	877	2231	0.000771	8.79E-07	16.4
493.15	0.1038	870	2268	0.000709	8.15E-07	15.5
503.15	0.1028	862	2305	0.000654	7.59E-07	14.7
513.15	0.1017	855	2343	0.000607	7.10E-07	14.0
523.15	0.1007	847	2380	0.000565	6.67E-07	13.4
533.15	0.0996	839	2418	0.000528	6.29E-07	12.8
543.15	0.0984	831	2456	0.000496	5.97E-07	12.4
553.15	0.0973	823	2494	0.000466	5.66E-07	11.9
563.15	0.0961	815	2532	0.00044	5.40E-07	11.6
573.15	0.0949	807	2571	0.000416	5.15E-07	11.3
583.15	0.0936	799	2609	0.000394	4.93E-07	11.0
593.15	0.0924	791	2648	0.000375	4.74E-07	10.7
603.15	0.0911	783	2687	0.000356	4.55E-07	10.5
613.15	0.0897	775	2726	0.00034	4.39E-07	10.3
623.15	0.0884	766	2765	0.000324	4.23E-07	10.1
633.15	0.087	758	2805	0.00031	4.09E-07	10.0
643.15	0.0855	749	2845	0.000297	3.97E-07	9.9
653.15	0.0841	741	2884	0.000285	3.85E-07	9.8];

THERMINOL\_ADX10=[

223.15	0.133	904	1640	0.783443	8.67E-04	9660.5
233.15	0.131	898	1680	0.250488	2.79E-04	3212.4
243.15	0.13	891	1720	0.098946	1.11E-04	1309.1
253.15	0.129	884	1760	0.046101	5.22E-05	629.0
263.15	0.128	877	1800	0.02446	2.79E-05	344.0
273.15	0.126	871	1840	0.014389	1.65E-05	210.1
283.15	0.125	864	1880	0.009193	1.06E-05	138.3
293.15	0.124	857	1910	0.006282	7.33E-06	96.8
303.15	0.123	950	1950	0.004522	4.76E-06	71.7
313.15	0.121	843	1990	0.003397	4.03E-06	55.9
323.15	0.12	836	2030	0.00265	3.17E-06	44.8
333.15	0.119	829	2070	0.002131	2.57E-06	37.1
343.15	0.117	822	2100	0.001751	2.13E-06	31.4
353.15	0.116	815	2140	0.001467	1.80E-06	27.1
363.15	0.115	808	2180	0.00126	1.56E-06	23.9
373.15	0.113	801	2210	0.001089	1.36E-06	21.3
383.15	0.112	794	2250	0.000969	1.22E-06	19.5
393.15	0.11	787	2290	0.00085	1.08E-06	17.7
403.15	0.109	780	2320	0.000757	9.71E-07	16.1
413.15	0.108	772	2360	0.000679	8.80E-07	14.8
423.15	0.106	765	2390	0.000612	8.00E-07	13.8
433.15	0.105	758	2420	0.000561	7.40E-07	12.9
443.15	0.103	750	2460	0.00051	6.80E-07	12.2



453.15	0.102	743	2490	0.000468	6.30E-07	11.4
463.15	0.1	735	2530	0.000434	5.90E-07	11.0
473.15	0.098	727	2560	0.0004	5.50E-07	10.4
483.15	0.097	719	2590	0.000367	5.10E-07	9.8
493.15	0.095	711	2620	0.000341	4.80E-07	9.4
503.15	0.094	703	2660	0.000323	4.59E-07	9.1
513.15	0.092	694	2690	0.000291	4.19E-07	8.5
523.15	0.09	686	2720	0.000268	3.91E-07	8.1
533.15	0.088	677	2750	0.000257	3.80E-07	8.0
543.15	0.087	668	2780	0.00024	3.59E-07	7.7
553.15	0.085	659	2810	0.000217	3.29E-07	7.2
563.15	0.083	650	2850	0.000208	3.20E-07	7.1];

Tabla\_THERMINOL\_ALD=[

273.15	0.1152	884	1879	0.597753	6.76E-04	9749.8
283.15	0.1144	877	1911	0.206741	2.36E-04	3453.5
293.15	0.1136	870	1942	0.089091	1.02E-04	1523.0
303.15	0.1128	863	1974	0.044964	5.21E-05	786.9
313.15	0.1119	856	2005	0.025518	2.98E-05	457.2
323.15	0.1111	849	2037	0.015838	1.87E-05	290.4
333.15	0.1103	842	2069	0.010541	1.25E-05	197.7
343.15	0.1095	835	2101	0.007417	8.88E-06	142.3
353.15	0.1087	828	2133	0.005458	6.59E-06	107.1
363.15	0.1079	821	2165	0.004167	5.08E-06	83.6
373.15	0.107	814	2197	0.003281	4.03E-06	67.4
383.15	0.1062	807	2230	0.00265	3.28E-06	55.6
393.15	0.1054	800	2262	0.002187	2.73E-06	46.9
403.15	0.1046	793	2294	0.001839	2.32E-06	40.3
413.15	0.1038	786	2327	0.001571	2.00E-06	35.2
423.15	0.103	779	2360	0.001361	1.75E-06	31.2
433.15	0.1021	772	2393	0.001194	1.55E-06	28.0
443.15	0.1013	766	2426	0.001058	1.38E-06	25.3
453.15	0.1005	759	2459	0.000947	1.25E-06	23.2
463.15	0.0997	752	2492	0.000854	1.14E-06	21.3
473.15	0.0989	745	2525	0.000777	1.04E-06	19.8
483.15	0.0981	739	2558	0.000711	9.62E-07	18.5
493.15	0.0972	732	2592	0.000654	8.93E-07	17.4
503.15	0.0964	726	2625	0.000605	8.33E-07	16.5
513.15	0.0956	719	2659	0.000563	7.83E-07	15.7
523.15	0.0948	712	2693	0.000526	7.39E-07	14.9
533.15	0.094	706	2727	0.000493	6.98E-07	14.3
543.15	0.0932	699	2760	0.000465	6.65E-07	13.8
553.15	0.0923	693	2794	0.000439	6.33E-07	13.3
563.15	0.0915	686	2829	0.000416	6.06E-07	12.9
573.15	0.0907	680	2863	0.000395	5.81E-07	12.5];

Tabla\_THERMINOL\_D12=[

188.15	0.124	835	1635	0.295878	3.54E-04	3901.3
203.15	0.122	824	1714	0.058916	7.15E-05	827.7
213.15	0.121	818	1759	0.023922	2.92E-05	347.8
223.15	0.119	811	1805	0.012075	1.49E-05	183.2
233.15	0.118	804	1850	0.007059	8.78E-06	110.7
243.15	0.117	797	1895	0.004595	5.77E-06	74.4
253.15	0.116	790	1941	0.003234	4.09E-06	54.1
263.15	0.114	783	1989	0.002409	3.08E-06	42.0
273.15	0.113	776	2025	0.001929	2.49E-06	34.6
283.15	0.111	769	2065	0.001561	2.03E-06	29.0
293.15	0.11	762	2108	0.001293	1.70E-06	24.8



303.15	0.108	756	2154	0.001086	1.44E-06	21.7
313.15	0.107	748	2197	0.000927	1.24E-06	19.0
323.15	0.105	740	2235	0.000804	1.09E-06	17.1
333.15	0.104	733	2280	0.000704	9.60E-07	15.4
343.15	0.102	726	2326	0.000623	8.58E-07	14.2
353.15	0.1	717	2361	0.000556	7.75E-07	13.1
363.15	0.098	710	2406	0.000498	7.01E-07	12.2
373.15	0.096	702	2445	0.000451	6.42E-07	11.5
383.15	0.095	695	2485	0.00041	5.90E-07	10.7
393.15	0.093	687	2528	0.000374	5.44E-07	10.2
403.15	0.091	679	2571	0.000346	5.10E-07	9.8
413.15	0.089	670	2607	0.000317	4.73E-07	9.3
423.15	0.087	662	2645	0.000289	4.37E-07	8.8
433.15	0.085	653	2690	0.000268	4.10E-07	8.5
443.15	0.083	644	2725	0.000246	3.82E-07	8.1
453.15	0.081	635	2773	0.000231	3.64E-07	7.9
463.15	0.079	625	2806	0.000216	3.46E-07	7.7
473.15	0.076	615	2857	0.000201	3.27E-07	7.6
483.15	0.074	607	2883	0.000189	3.11E-07	7.4
493.15	0.072	596	2928	0.000175	2.94E-07	7.1
503.15	0.07	585	2971	0.000162	2.77E-07	6.9
513.15	0.067	574	3009	0.000154	2.68E-07	6.9
523.15	0.065	562	3045	0.000146	2.60E-07	6.8
533.15	0.063	550	3100	0.000138	2.51E-07	6.8];

Tabla\_Therminol\_XP=[

244.15	0.126	909	1570	6.07	6.68E-03	75634.1
255.15	0.125	902	1630	1.406	1.56E-03	18334.2
266.15	0.125	895	1680	0.433	4.84E-04	5819.5
277.15	0.125	888	1740	0.1661	1.87E-04	2312.1
289.15	0.124	881	1790	0.0755	8.57E-05	1089.9
300.15	0.124	874	1850	0.0392	4.49E-05	584.8
311.15	0.123	867	1900	0.0227	2.62E-05	350.7
322.15	0.123	860	1950	0.01423	1.65E-05	225.6
333.15	0.122	853	2000	0.00956	1.12E-05	156.7
344.15	0.122	846	2060	0.00679	8.03E-06	114.7
355.15	0.121	839	2110	0.00504	6.01E-06	87.9
366.15	0.12	832	2160	0.00388	4.66E-06	69.8
377.15	0.12	824	2200	0.00307	3.73E-06	56.3
389.15	0.119	817	2250	0.0025	3.06E-06	47.3
400.15	0.118	810	2300	0.00207	2.56E-06	40.3
411.15	0.118	803	2350	0.00175	2.18E-06	34.9
422.15	0.117	796	2390	0.0015	1.88E-06	30.6
433.15	0.116	788	2440	0.001301	1.65E-06	27.4
444.15	0.115	781	2480	0.00114	1.46E-06	24.6
455.15	0.114	773	2530	0.001008	1.30E-06	22.4
466.15	0.114	766	2570	0.000898	1.17E-06	20.2
477.15	0.113	758	2610	0.000805	1.06E-06	18.6
489.15	0.112	751	2660	0.000726	9.67E-07	17.2
500.15	0.111	743	2700	0.000658	8.86E-07	16.0
511.15	0.11	735	2740	0.000599	8.15E-07	14.9
522.15	0.109	728	2780	0.000547	7.51E-07	14.0
533.15	0.108	720	2820	0.000502	6.97E-07	13.1
544.15	0.107	712	2860	0.000461	6.47E-07	12.3
555.15	0.105	703	2890	0.000425	6.05E-07	11.7
566.15	0.104	695	2930	0.000393	5.65E-07	11.1
577.15	0.103	687	2970	0.000363	5.28E-07	10.5
589.15	0.102	678	3000	0.000337	4.97E-07	9.9
600.15	0.101	669	3040	0.000313	4.68E-07	9.4];



Tabla\_MPG\_40=[

253.15	0.409	1049	3669	0.007565	7.21163E-06	67.86304401
258.15	0.411	1047	3679	0.006075	5.80229E-06	54.37937956
263.15	0.413	1045	3689	0.004938	4.72536E-06	44.10722034
268.15	0.415	1043	3698	0.00406	3.89262E-06	36.1780241
273.15	0.417	1041	3708	0.003374	3.24111E-06	30.00189928
278.15	0.419	1039	3718	0.002832	2.7257E-06	25.12977566
283.15	0.421	1036	3728	0.0024	2.3166E-06	21.25225653
288.15	0.423	1033	3737	0.002052	1.98645E-06	18.12842553
293.15	0.425	1030	3747	0.001769	1.71748E-06	15.59633647
298.15	0.427	1027	3756	0.001537	1.49659E-06	13.51984075
303.15	0.429	1023	3766	0.001346	1.31574E-06	11.81593473
308.15	0.431	1020	3775	0.001187	1.16373E-06	10.39657773
313.15	0.432	1016	3784	0.001054	1.0374E-06	9.232259259
318.15	0.434	1013	3793	0.000941	9.28924E-07	8.223993088
323.15	0.436	1009	3802	0.000846	8.38454E-07	7.377275229
328.15	0.437	1005	3811	0.000764	7.60199E-07	6.662709382
333.15	0.439	1002	3820	0.000695	6.93613E-07	6.0476082
338.15	0.441	998	3828	0.000634	6.35271E-07	5.503292517
343.15	0.442	994	3837	0.000582	5.85513E-07	5.052339367
348.15	0.444	990	3845	0.000537	5.42424E-07	4.650371622
353.15	0.445	987	3854	0.000497	5.03546E-07	4.304355056
358.15	0.447	983	3862	0.000462	4.6999E-07	3.991597315
363.15	0.448	979	3870	0.000432	4.41267E-07	3.731785714
368.15	0.45	975	3878	0.000404	4.14359E-07	3.481582222
373.15	0.451	971	3885	0.00038	3.91349E-07	3.273392461
378.15	0.453	968	3893	0.000359	3.70868E-07	3.085181015
383.15	0.454	964	3901	0.00034	3.52697E-07	2.921453744
388.15	0.455	960	3908	0.000323	3.36458E-07	2.774250549
393.15	0.457	956	3915	0.000307	3.2113E-07	2.629989059
398.15	0.458	953	3923	0.000293	3.0745E-07	2.50969214
403.15	0.459	949	3930	0.000281	2.96101E-07	2.405947712
408.15	0.46	945	3937	0.00027	2.85714E-07	2.310847826
413.15	0.462	942	3944	0.00026	2.76008E-07	2.2195671
418.15	0.463	938	3951	0.00025	2.66525E-07	2.13336933
423.15	0.464	934	3957	0.000242	2.59101E-07	2.063780172
428.15	0.465	931	3964	0.000235	2.52417E-07	2.003311828
433.15	0.466	927	3970	0.000228	2.45955E-07	1.942403433
438.15	0.468	924	3977	0.000221	2.39177E-07	1.878027778
443.15	0.469	920	3983	0.000216	2.34783E-07	1.83438806
448.15	0.47	917	3989	0.00021	2.29008E-07	1.782319149];

Tabla\_MEG\_40=[

253.15	0.435	1079	3380	0.006124	5.67563E-06	47.58418391
258.15	0.437	1077	3393	0.005047	4.68617E-06	39.18643249
263.15	0.438	1076	3406	0.004201	3.90428E-06	32.66805023
268.15	0.44	1074	3420	0.00353	3.28678E-06	27.43772727
273.15	0.441	1072	3435	0.002992	2.79104E-06	23.30503401
278.15	0.441	1070	3450	0.002557	2.38972E-06	20.0037415
283.15	0.442	1067	3465	0.002202	2.06373E-06	17.26228507
288.15	0.443	1065	3481	0.001911	1.79437E-06	15.01623251
293.15	0.443	1063	3497	0.001669	1.57008E-06	13.17492777
298.15	0.443	1060	3513	0.001468	1.38491E-06	11.64127314
303.15	0.443	1057	3529	0.001299	1.22895E-06	10.3480158
308.15	0.444	1055	3545	0.001156	1.09573E-06	9.229774775
313.15	0.444	1052	3561	0.001034	9.8289E-07	8.292959459
318.15	0.443	1049	3578	0.000931	8.87512E-07	7.519453725





323.15	0.443	1047	3594	0.000841	8.03247E-07	6.822920993
328.15	0.443	1044	3611	0.000764	7.31801E-07	6.227548533
333.15	0.443	1041	3627	0.000697	6.69549E-07	5.706589165
338.15	0.442	1038	3643	0.000639	6.15607E-07	5.266690045
343.15	0.442	1035	3659	0.000588	5.68116E-07	4.867628959
348.15	0.442	1033	3675	0.000543	5.25653E-07	4.514762443
353.15	0.441	1030	3691	0.000503	4.8835E-07	4.2099161
358.15	0.441	1027	3707	0.000468	4.55696E-07	3.933959184
363.15	0.44	1024	3723	0.000437	4.26758E-07	3.697615909
368.15	0.44	1021	3739	0.000409	4.00588E-07	3.475570455
373.15	0.439	1018	3754	0.000384	3.7721E-07	3.283681093
378.15	0.439	1016	3770	0.000362	3.56299E-07	3.108747153
383.15	0.438	1013	3785	0.000341	3.36624E-07	2.946769406
388.15	0.437	1010	3800	0.000323	3.19802E-07	2.808695652
393.15	0.437	1007	3815	0.000307	3.04866E-07	2.680102975
398.15	0.436	1005	3830	0.000292	2.90547E-07	2.565045872
403.15	0.435	1002	3845	0.000278	2.77445E-07	2.457264368
408.15	0.435	999	3859	0.000266	2.66266E-07	2.359756322
413.15	0.434	997	3874	0.000255	2.55767E-07	2.276198157
418.15	0.433	994	3888	0.000244	2.45473E-07	2.190928406
423.15	0.433	991	3902	0.000235	2.37134E-07	2.117713626
428.15	0.432	989	3916	0.000226	2.28514E-07	2.048648148
433.15	0.431	986	3929	0.000218	2.21095E-07	1.987290023
438.15	0.43	984	3943	0.00021	2.13415E-07	1.925651163
443.15	0.43	981	3956	0.000204	2.07951E-07	1.8768
448.15	0.429	979	3969	0.000197	2.01226E-07	1.822594406];

```
if sust==0; % Agua
    tabla=Tabla_agua;
elseif sust==1 % Aire
    tabla=Tabla_aire;
elseif sust==2 % SAE 50
    tabla=Tabla_aceite;
elseif sust==3 % Chevron 22
    tabla=Tabla_aceite2;
elseif sust==4 % Chevron 46
    tabla=Tabla_aceite3;
elseif sust==5 % Etanol
    tabla=Tabla_etanol;
elseif sust==6 % Isopropanol
    tabla=Tabla_isopropanol;
elseif sust==7 % Metnol
    tabla=Tabla_metanol;
elseif sust==8 % Metilciclohexano
    tabla=Tabla_metilciclohexano;
elseif sust==9 % Ortosilano
    tabla=Tabla_o_xilano;
elseif sust==10 % DOWTHERM J
    tabla=Tabla_DOWTHERM_J;
elseif sust==11 % DYNALENE MV
    tabla=Tabla_DYNALENE_MV;
elseif sust==12 % JARYTHERM AX320
    tabla=Tabla_JARYTHERM_AX320;
elseif sust==13 % JARYTHERM BT06
    tabla=Tabla_JARYTHERM_BT06;
elseif sust==14 % JARYTHERM CF
    tabla=Tabla_JARYTHERM_CF;
elseif sust==15 % MARLOTHERM LH
    tabla=Tabla_MARLOTHERM_LH;
```



```
elseif sust==16 % MARLOTHERM SH
    tabla=Tabla_MARLOTHERM_SH;
elseif sust==17 % MARLOTHERM X
    tabla=Tabla_MARLOTHERM_X;
elseif sust==18 % PARACRYOL
    tabla=Tabla_PARACRYOL;
elseif sust==19 % PARATHERM CR
    tabla=Tabla_PARATHERM_CR;
elseif sust==20 % SANTOTHERM 59
    tabla=Tabla_SANTOTHERM_59;
elseif sust==21 % SYLTHERM 800
    tabla=Tabla_SYLTHERM_800;
elseif sust==22 % SYLTHERM XLT
    tabla=Tabla_SYLTHERM_XLT;
elseif sust==23 % Therminol 66
    tabla=Tabla_Therminol_66;
elseif sust==24 % THERMINOL ADX10
    tabla=THERMINOL_ADX10;
elseif sust==25 % THERMINOL ALD
    tabla=Tabla_THERMINOL_ALD;
elseif sust==26 % THERMINOL D12
    tabla=Tabla_THERMINOL_D12;
elseif sust==27 % Therminol XP
    tabla=Tabla_Therminol_XP;
elseif sust==28 % MPG_40
    tabla=Tabla_MPG_40;
elseif sust==29 % MEG_40
    tabla=Tabla_MEG_40;
end

if T<tabla(1,1)
    dato=tabla(1,prop);
    fprintf(2,'Temperatura evaluada demasiado baja.\n')
elseif T>tabla(length(tabla(:,1)))
    dato=tabla(length(tabla(:,1)),prop);
    fprintf(2,'Temperatura evaluada demasiado alta.\n')
else
    for i=1:length(tabla)
        if tabla(i,1)==T
            dato=tabla(i,prop);
            break
        elseif tabla(i,1)>T
            x=(T-tabla(i-1,1))/(tabla(i,1)-tabla(i-1,1));
            dato=tabla(i-1,prop)+x*(tabla(i,prop)-tabla(i-1,prop));
            break
        end
    end
end
end
if sust==1 && prop==3 % Para tener en cuenta altitud
    dato=frho_aire(T,h);
end
end
```



### 11.9.2.8.- fr\_ale

```
function
[R_base,R_ale,R_ext]=fr_ale(h_ale,h_base,h_dir,k_ale,esp_ale,L,a,T_base,T_inf_
aire,n_dir,n_ale)
    beta=L*((2*h_ale)/(k_ale*esp_ale))^0.5; % [-]. Parámetro beta
    H=h_ale*L/(k_ale*beta); % [-] Parámetro H
    A_base=2*h_dir*a-n_ale*esp_ale*a; % m2. Área no aleteada (por
directriz)

    % Cálculo del perfil de temperaturas en la aleta
    T_v=[]; % Vector de temperatura
    x_v=[]; % Vector de posición
    for X=0:0.1:1 % [-]. Posición adimensionalizada
        x=X*L; % m. Posición
        theta=(cosh(beta*(1-X))+H*sinh(beta*(1-
X)))/(cosh(beta)+H*sinh(beta)); % [-]. Salto de T adimensionalizado
        T=T_inf_aire+theta*(T_base-T_inf_aire); % K. Posición en la aleta
        x_v=[x_v,X]; % Vector de posición
        T_v=[T_v,(T-T_inf_aire)/(T_base-T_inf_aire)]; % Vector de
temperatura
    end
    % plot(x_v,T_v,'r','LineWidth',2);grid on;grid minor;

q_ale=2*a*L*h_ale/beta*((sinh(beta)+H*cosh(beta))/(cosh(beta)+H*sinh(beta))
)*(T_base-T_inf_aire); % W. Calor disipado en la aleta
q_ideal=(2*a*L+esp_ale*L)*h_ale*(T_base-T_inf_aire); % W. Calor
disipado si toda la aleta se encontrase a T_base
q_no_ale=esp_ale*a*h_ale*(T_base-T_inf_aire); % W. Calor disipado
si no hubiese aletas
coef_disip=q_ale/q_no_ale; % Coeficiente de disipación
efectividad=q_ale/q_ideal; % Efectividad

R_ale=1/(2*a*L*h_ale/beta*((sinh(beta)+H*cosh(beta))/(cosh(beta)+H*sinh(bet
a)))*n_ale*n_dir); % K/W. Resistencia térmica de las aletas
R_base=1/(n_dir*h_base*A_base); % K/W. Resistencia térmica de la
superficie no aleteada
R_ext=1/(1/R_base+1/R_ale); % K/W. Resistencia térmica exterior
(paralelo de base y aleta)
end
```

### 11.9.2.9.- frho\_aire

```
function [rho,P]=frho_aire(T,h)
P_0=101325; % Pa. Presión del aire (Pa) a nivel del mar
g=9.81; % m/s2. Aceleración de la gravedad
deltaP=1150; % Pa. Aumento del presión que proporciona el ventilador
(160e3/90*0.7)
Maire=28.97e-3; % kg/mol. Masa molar del aire seco
R=8.314; % J/(mol*K). Cte universal de los gases ideales
P=deltaP+P_0*(1-2.25577e-5*h)^5.25588;
rho=P*Maire/(R*T); % kg/m3. Densidad a la altura de estudio
```



## 11.10.- Propiedades termodinámicas de los fluidos térmicos

### 11.10.1.- Aceite SAE 50 [15]

Temperatura [K]	Conductividad [W/mK]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor específico [J/kgK]	Viscosidad dinámica [Pa · s] · 10 <sup>4</sup>
280	0,147	895	1810	21900
290	0,146	889	1850	10900
300	0,1445	883	1900	5030
310	0,1435	877	1950	2500
320	0,1425	871	1990	1370
330	0,1415	865	2030	796
340	0,1405	859	2070	515
350	0,139	854	2120	350
360	0,138	848	2160	255
370	0,137	842	2200	189

### 11.10.2.- Aceite Chevron grado 22 [23]

Temperatura [K]	Conductividad [W/mK]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor específico [J/kgK]	Viscosidad dinámica [Pa · s]
273,15	0,1311	864,9	1854,8	0,1710
313,15	0,1254	839,6	2051,5	0,0194
323,15	0,1240	833,1	2101,8	0,01335
373,15	0,1169	800,0	2327,9	0,00358

### 11.10.3.- Aceite Chevron grado 46 [23]

Temperatura [K]	Conductividad [W/mK]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Calor específico [J/kgK]	Viscosidad dinámica [Pa · s]
273,15	0,1311	874,2	1842,2	0,4283
313,15	0,1254	849,1	2043,2	0,03489
323,15	0,1240	842,8	2089,2	0,02277
373,15	0,1169	810,1	2319,5	0,005119

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**ETHANOL**

$C_2H_6O$  M : 46.0684  
 Température de fusion : -114.1°C *freezing point*  
 Température d'ébullition (1atm) : 78.29°C *boiling point (1 atm)*

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m3	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-110	891	1909	0,456			0,204	0,175	0	
-105	888	1911	0,457			0,202	0,174	0	
-100	884	1914	0,457			0,201	0,173	0	
-95	881	1918	0,458			0,200	0,172	0	
-90	877	1923	0,460			0,199	0,171	0	
-85	874	1930	0,461			0,197	0,170	0	
-80	870	1938	0,463			0,196	0,168	0	
-75	866	1947	0,465			0,195	0,167	1	
-70	863	1957	0,468	0,011800	42,479	0,193	0,166	2	
-65	859	1968	0,470	0,009991	35,966	0,192	0,165	3	
-60	855	1981	0,473	0,008511	30,638	0,191	0,164	6	
-55	851	1996	0,477	0,007291	26,249	0,189	0,163	10	
-50	848	2011	0,481	0,006281	22,610	0,188	0,162	18	
-45	844	2028	0,485	0,005437	19,574	0,187	0,161	32	
-40	840	2047	0,489	0,004729	17,026	0,185	0,159	53	
-35	836	2067	0,494	0,004132	14,876	0,184	0,158	87	
-30	832	2089	0,499	0,003626	13,054	0,183	0,157	140	
-25	828	2112	0,505	0,003194	11,500	0,181	0,156	221	
-20	824	2137	0,511	0,002825	10,170	0,180	0,155	340	
-15	820	2164	0,517	0,002507	9,026	0,179	0,154	513	
-10	816	2192	0,524	0,002233	8,038	0,177	0,153	762	
-5	812	2222	0,531	0,001995	7,182	0,176	0,151	1112	
0	808	2254	0,538	0,001788	6,436	0,175	0,150	1597	
5	803	2287	0,546	0,001607	5,785	0,173	0,149	2259	
10	799	2322	0,555	0,001449	5,215	0,172	0,148	3152	-0,98
15	795	2360	0,564	0,001309	4,713	0,171	0,147	4339	-0,97
20	790	2399	0,573	0,001186	4,270	0,169	0,146	5899	-0,95
25	786	2439	0,583	0,001077	3,879	0,168	0,145	7924	-0,93
30	781	2482	0,593	0,000981	3,531	0,167	0,143	10525	-0,91
35	777	2527	0,604	0,000895	3,222	0,166	0,142	13832	-0,87
40	772	2574	0,615	0,000818	2,946	0,164	0,141	17994	-0,83
45	768	2623	0,627	0,000750	2,700	0,163	0,140	23183	-0,78
50	763	2674	0,639	0,000688	2,479	0,162	0,139	29598	-0,72
55	758	2727	0,652	0,000633	2,280	0,160	0,138	37459	-0,64
60	753	2782	0,665	0,000584	2,101	0,159	0,137	47018	-0,54
65	748	2840	0,678	0,000539	1,939	0,158	0,136	58553	-0,43
70	743	2899	0,693	0,000498	1,793	0,156	0,134	72372	-0,29
75	738	2961	0,708	0,000461	1,661	0,155	0,133	88815	-0,13
80	733	3026	0,723	0,000428	1,540			108253	0,07
85	728	3092	0,739	0,000398	1,431			131089	0,30
90	722	3161	0,755	0,000370	1,331			157758	0,56
95	717	3232	0,772	0,000345	1,240			188729	0,87
100	711	3306	0,790	0,000321	1,157			224501	1,23
105	706	3382	0,808	0,000300	1,081			265609	1,64

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**ISOPROPANOL**

C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>O

M : 60.0959

Température de fusion :

-114.1°C

*freezing point*

Température d'ébullition (1atm) :

78.29°C

*boiling point (1 atm)*

température θ temperature	masse volum. ρ density	chaleur spécifique Cp specific heat	viscosité dynamique μ dynamic viscosity	conductivité thermique λ thermal conductivity	pression de vapeur Ps vapor pressure
---------------------------------	---------------------------------	---	---	---	--

°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-85	872	1853	0,443	0,284013	1022,447	0,160	0,138		
-80	868	1842	0,440	0,202187	727,871	0,159	0,137		
-75	865	1837	0,439	0,146331	526,790	0,158	0,136		
-70	861	1839	0,439	0,107539	387,139	0,157	0,135	1	
-65	857	1847	0,441	0,080162	288,582	0,156	0,134	1	
-60	853	1860	0,444	0,060550	217,980	0,154	0,133	3	
-55	849	1879	0,449	0,046304	166,694	0,153	0,132	5	
-50	845	1902	0,454	0,035820	128,951	0,152	0,131	10	
-45	841	1930	0,461	0,028009	100,834	0,151	0,130	18	
-40	837	1962	0,469	0,022124	79,647	0,150	0,129	31	
-35	833	1997	0,477	0,017642	63,510	0,149	0,128	52	
-30	829	2036	0,487	0,014193	51,094	0,148	0,127	86	
-25	825	2079	0,497	0,011514	41,450	0,146	0,126	138	
-20	821	2124	0,508	0,009415	33,893	0,145	0,125	219	
-15	817	2172	0,519	0,007755	27,920	0,144	0,124	338	
-10	812	2223	0,531	0,006434	23,161	0,143	0,123	514	
-5	808	2275	0,544	0,005372	19,341	0,142	0,122	766	
0	804	2330	0,557	0,004514	16,252	0,141	0,121	1122	
5	799	2386	0,570	0,003816	13,738	0,140	0,120	1619	
10	795	2443	0,584	0,003244	11,678	0,138	0,119	2299	
15	791	2502	0,598	0,002772	9,980	0,137	0,118	3218	-0,98
20	786	2562	0,612	0,002381	8,573	0,136	0,117	4444	-0,97
25	781	2622	0,626	0,002055	7,399	0,135	0,116	6058	-0,95
30	777	2683	0,641	0,001782	6,416	0,134	0,115	8158	-0,93
35	772	2745	0,656	0,001552	5,587	0,133	0,114	10858	-0,90
40	767	2807	0,671	0,001357	4,886	0,132	0,113	14295	-0,87
45	763	2869	0,686	0,001192	4,290	0,130	0,112	18623	-0,83
50	758	2931	0,700	0,001050	3,781	0,129	0,111	24021	-0,77
55	753	2994	0,715	0,000929	3,344	0,128	0,110	30692	-0,71
60	748	3056	0,730	0,000824	2,968	0,127	0,109	38865	-0,62
65	743	3117	0,745	0,000734	2,643	0,126	0,108	48794	-0,53
70	737	3179	0,759	0,000656	2,361	0,125	0,107	60761	-0,41
75	732	3239	0,774	0,000588	2,116	0,124	0,106	75078	-0,26
80	727	3300	0,788	0,000528	1,901	0,122	0,105	92081	-0,09
85	721	3359	0,803			0,121	0,104	112138	0,11
90	716	3418	0,817			0,120	0,103	135643	0,34
95	710	3477	0,831			0,119	0,102	163018	0,62
100	704	3534	0,844			0,118	0,101	194711	0,93
105	698	3591	0,858			0,117	0,100	231196	1,30
110	692	3648	0,872			0,116	0,099	272972	1,72
115	686	3703	0,885			0,115	0,099	320558	2,19
120	680	3758	0,898			0,113	0,098	374496	2,73
125	674	3812	0,911			0,112	0,097	435348	3,34
130	667	3866	0,924			0,111	0,096	503691	4,02
135	660	3919	0,936			0,110	0,095	580118	4,79

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**METHANOL**

CH<sub>4</sub>O

M : 32.0419

Température de fusion :

-97.68°C

*freezing point*

Température d'ébullition (1atm) :

64.7°C

*boiling point (1 atm)*

température θ temperature	masse volum. ρ density	chaleur spécifique Cp specific heat	viscosité dynamique μ dynamic viscosity	conductivité thermique λ thermal conductivity	pression de vapeur Ps vapor pressure
---------------------------------	---------------------------------	---	---	---	--

°C	kg/m3	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
----	-------	--------	------------	------	--------	-------	-------------	----------	----------------

-95	892	2218	0,530	0,010557	38,007	0,234	0,201	0	
-90	888	2214	0,529	0,008499	30,596	0,232	0,200	0	
-85	885	2212	0,528	0,006931	24,952	0,231	0,199	1	
-80	881	2211	0,528	0,005721	20,595	0,230	0,197	2	
-75	877	2212	0,528	0,004774	17,188	0,228	0,196	4	
-70	873	2214	0,529	0,004025	14,491	0,227	0,195	7	
-65	869	2218	0,530	0,003426	12,333	0,225	0,194	13	
-60	865	2223	0,531	0,002941	10,588	0,224	0,193	23	
-55	860	2230	0,533	0,002546	9,164	0,222	0,191	40	
-50	856	2238	0,535	0,002220	7,992	0,221	0,190	68	
-45	852	2247	0,537	0,001950	7,019	0,220	0,189	112	
-40	848	2258	0,540	0,001723	6,204	0,218	0,188	181	
-35	844	2271	0,542	0,001533	5,518	0,217	0,187	284	
-30	839	2285	0,546	0,001371	4,936	0,215	0,185	436	
-25	835	2300	0,549	0,001233	4,439	0,214	0,184	657	
-20	831	2317	0,554	0,001114	4,012	0,213	0,183	972	
-15	826	2335	0,558	0,001012	3,643	0,211	0,182	1412	
-10	822	2355	0,563	0,000923	3,323	0,210	0,180	2019	
-5	817	2376	0,568	0,000845	3,043	0,208	0,179	2844	-0,98
0	813	2399	0,573	0,000777	2,798	0,207	0,178	3947	-0,97
5	808	2423	0,579	0,000717	2,583	0,206	0,177	5404	-0,96
10	804	2449	0,585	0,000664	2,392	0,204	0,176	7304	-0,94
15	799	2476	0,591	0,000617	2,223	0,203	0,174	9755	-0,92
20	794	2504	0,598	0,000575	2,072	0,201	0,173	12881	-0,88
25	790	2534	0,605	0,000538	1,937	0,200	0,172	16826	-0,84
30	785	2566	0,613	0,000504	1,816	0,199	0,171	21757	-0,80
35	780	2599	0,621	0,000474	1,707	0,197	0,170	27864	-0,73
40	775	2633	0,629	0,000447	1,608	0,196	0,168	35362	-0,66
45	770	2669	0,638	0,000422	1,519	0,194	0,167	44493	-0,57
50	765	2706	0,647	0,000399	1,438	0,193	0,166	55527	-0,46
55	760	2745	0,656	0,000379	1,364	0,192	0,165	68763	-0,33
60	755	2785	0,666	0,000360	1,297	0,190	0,164	84531	-0,17
65	749	2827	0,675					103194	0,02
70	744	2870	0,686					125146	0,24
75	738	2915	0,696					150816	0,49
80	733	2961	0,707					180667	0,79
85	727	3009	0,719					215199	1,14
90	722	3058	0,731					254947	1,54
95	716	3108	0,743					300483	1,99
100	710	3160	0,755					352417	2,51
105	704	3214	0,768					411397	3,10
110	698	3269	0,781					478109	3,77
115	692	3325	0,794					553279	4,52
120	685	3383	0,808					637674	5,36

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**METHYLCYCLOHEXANE**

C<sub>7</sub>H<sub>14</sub>

M : 98.1861

Température de fusion :

-126.57°C

freezing point

Température d'ébullition (1atm) :

100.934°C

boiling point (1 atm)

température θ temperature	masse volum. ρ density	chaleur spécifique Cp specific heat	viscosité dynamique μ dynamic viscosity	conductivité thermique λ thermal conductivity	pression de vapeur Ps vapor pressure
---------------------------------	---------------------------------	---	---	---	--

°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-125	884	1425	0,340					0	
-120	881	1434	0,343					0	
-115	877	1444	0,345					0	
-110	873	1454	0,347					0	
-105	869	1464	0,350					0	
-100	866	1475	0,352					0	
-95	862	1486	0,355					0	
-90	858	1498	0,358					0	
-85	854	1510	0,361					1	
-80	851	1523	0,364					1	
-75	847	1536	0,367					2	
-70	843	1549	0,370	0,004932	17,756			4	
-65	839	1563	0,373	0,004252	15,306			7	
-60	835	1577	0,377	0,003689	13,279			12	
-55	831	1592	0,380	0,003220	11,590			20	
-50	827	1607	0,384	0,002826	10,174			34	
-45	824	1622	0,388	0,002494	8,979			54	
-40	820	1638	0,391	0,002212	7,965			86	
-35	816	1655	0,395	0,001972	7,099			132	
-30	812	1671	0,399	0,001766	6,358			198	
-25	808	1688	0,403	0,001589	5,719			292	
-20	804	1706	0,408	0,001435	5,166			424	
-15	799	1724	0,412	0,001301	4,685			603	
-10	795	1742	0,416	0,001185	4,266			845	
-5	791	1761	0,421	0,001083	3,899			1166	
0	787	1780	0,425	0,000993	3,576	0,117	0,100	1586	
5	783	1800	0,430	0,000914	3,292	0,115	0,099	2129	
10	779	1820	0,435	0,000844	3,040	0,114	0,098	2823	-0,99
15	774	1840	0,440	0,000783	2,817	0,113	0,097	3697	-0,98
20	770	1861	0,445	0,000727	2,619	0,112	0,096	4789	-0,97
25	766	1882	0,450	0,000678	2,442	0,111	0,095	6139	-0,95
30	762	1904	0,455	0,000634	2,284	0,110	0,094	7791	-0,94
35	757	1926	0,460	0,000595	2,142	0,109	0,093	9795	-0,92
40	753	1949	0,466	0,000560	2,015	0,107	0,092	12205	-0,89
45	748	1972	0,471	0,000528	1,901	0,106	0,091	15082	-0,86
50	744			0,000500	1,799	0,105	0,090	18489	-0,83
55	739			0,000474	1,706	0,104	0,089	22495	-0,79
60	735			0,000451	1,623	0,103	0,088	27176	-0,74
65	730			0,000430	1,548	0,102	0,087	32609	-0,69
70	726			0,000411	1,480	0,101	0,086	38878	-0,62
75	721			0,000394	1,418	0,099	0,085	46072	-0,55
80	716			0,000379	1,363	0,098	0,084	54281	-0,47
85	712			0,000365	1,313	0,097	0,084	63604	-0,38
90	707			0,000352	1,269	0,096	0,083	74139	-0,27



**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**ortho-XYLENE**

$C_8H_{10}$

M : 106.165

Température de fusion :

-25.17°C

*freezing point*

Température d'ébullition (1atm) :

144.43°C

*boiling point (1 atm)*

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique $C_p$ specific heat	viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity	conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity	pression de vapeur $P_s$ vapor pressure
--	--------------------------------------	--	---	---	---

°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-25	915	1632	0,390	0,001729	6,223	0,143	0,123	22	
-20	911	1645	0,393	0,001567	5,641	0,142	0,122	35	
-15	908	1657	0,396	0,001426	5,134	0,141	0,121	53	
-10	904	1669	0,399	0,001303	4,691	0,139	0,120	80	
-5	900	1682	0,402	0,001195	4,301	0,138	0,119	118	
0	896	1694	0,405	0,001099	3,957	0,137	0,118	171	
5	892	1706	0,408	0,001015	3,652	0,136	0,117	245	
10	888	1718	0,410	0,000939	3,381	0,135	0,116	345	
15	884	1730	0,413	0,000872	3,139	0,134	0,115	478	
20	880	1742	0,416	0,000812	2,923	0,133	0,114	655	
25	876	1754	0,419	0,000758	2,728	0,131	0,113	886	
30	872	1766	0,422	0,000709	2,552	0,130	0,112	1185	
35	868	1778	0,425	0,000665	2,394	0,129	0,111	1566	
40	864	1790	0,428	0,000625	2,250	0,128	0,110	2048	
45	859	1802	0,431	0,000589	2,119	0,127	0,109	2651	-0,99
50	855	1815	0,434	0,000556	2,000	0,126	0,108	3400	-0,98
55	851	1827	0,437	0,000525	1,891	0,124	0,107	4321	-0,97
60	847	1840	0,440	0,000498	1,792	0,123	0,106	5444	-0,96
65	843	1853	0,443	0,000472	1,700	0,122	0,105	6803	-0,95
70	838	1866	0,446	0,000449	1,616	0,121	0,104	8435	-0,93
75	834	1879	0,449	0,000427	1,539	0,120	0,103	10381	-0,91
80	829	1892	0,452	0,000408	1,467	0,119	0,102	12687	-0,89
85	825	1906	0,455	0,000389	1,401	0,118	0,101	15401	-0,86
90	821	1920	0,459	0,000372	1,340	0,116	0,100	18577	-0,83
95	816	1935	0,462	0,000356	1,283	0,115	0,099	22272	-0,79
100	812	1949	0,466	0,000342	1,230	0,114	0,098	26547	-0,75
105	807	1965	0,469	0,000328	1,181	0,113	0,097	31467	-0,70
110	803	1980	0,473	0,000315	1,135	0,112	0,096	37101	-0,64
115	798	1996	0,477	0,000303	1,092	0,111	0,095	43524	-0,58
120	793	2012	0,481	0,000292	1,052	0,110	0,094	50814	-0,51
125	788	2029	0,485	0,000282	1,014	0,108	0,093	59050	-0,42
130	784	2046	0,489	0,000272	0,979	0,107	0,092	68319	-0,33
135	779	2064	0,493	0,000263	0,945	0,106	0,091	78711	-0,23
140	774	2082	0,497	0,000254	0,914	0,105	0,090	90317	-0,11

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**DOWTHERM J**

d'après les données de la société **DOW CHEMICAL**  
 from **DOW CHEMICAL** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique $C_p$ specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur $P_s$ vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-80	931,3	1584	0,378	0,00843	30,348	0,1485	0,1277		
-70	927,9	1594	0,381	0,00711	25,596	0,1475	0,1269		
-60	921,0	1616	0,386	0,00512	18,432	0,1453	0,1250		
-50	914,1	1639	0,392	0,00378	13,608	0,1432	0,1232		
-40	907,1	1663	0,397	0,00288	10,368	0,1411	0,1214		
-30	900,0	1688	0,403	0,00225	8,100	0,1390	0,1196		
-20	892,9	1714	0,410	0,00180	6,480	0,1368	0,1177		
-10	885,7	1741	0,416	0,00148	5,328	0,1347	0,1159		
0	878,5	1769	0,423	0,00123	4,428	0,1326	0,1141		
10	871,1	1798	0,430	0,00105	3,780	0,1305	0,1122		
20	863,7	1828	0,437	0,00091	3,276	0,1284	0,1104		
30	856,2	1859	0,444	0,00079	2,844	0,1262	0,1085		
40	848,7	1890	0,452	0,00070	2,520	0,1241	0,1067		
50	841,0	1923	0,459	0,00063	2,268	0,1220	0,1049	1000	-1,00
60	833,2	1955	0,467	0,00056	2,016	0,1199	0,1031	1000	-1,00
70	825,4	1989	0,475	0,00051	1,836	0,1177	0,1012	2000	-0,99
80	817,4	2023	0,483	0,00047	1,692	0,1156	0,0994	3000	-0,98
90	809,4	2058	0,492	0,00043	1,548	0,1135	0,0976	5000	-0,96
100	801,2	2093	0,500	0,00040	1,440	0,1114	0,0958	8000	-0,93
110	792,9	2129	0,509	0,00037	1,332	0,1093	0,0940	11000	-0,90
120	784,4	2165	0,517	0,00035	1,260	0,1071	0,0921	16000	-0,85
130	775,9	2202	0,526	0,00033	1,188	0,1050	0,0903	23000	-0,78
140	767,1	2239	0,535	0,00031	1,116	0,1029	0,0885	31999	-0,69
150	758,3	2277	0,544	0,00029	1,044	0,1008	0,0867	42999	-0,58
160	749,2	2315	0,553	0,00028	1,008	0,0987	0,0849	57999	-0,43
170	740,0	2353	0,562	0,00027	0,972	0,0965	0,0830	75999	-0,25
180	730,6	2392	0,571	0,00025	0,900	0,0944	0,0812	97998	-0,03
181	729,3	2397	0,573	0,00025	0,900	0,0941	0,0809	100998	0,00
190	720,9	2432	0,581	0,00024	0,864	0,0923	0,0794	124998	0,24
200	711,0	2472	0,591	0,00023	0,828	0,0902	0,0776	157997	0,57
210	700,9	2512	0,600	0,00023	0,828	0,0880	0,0757	196997	0,96
220	690,5	2553	0,610	0,00022	0,792	0,0859	0,0739	242996	1,42
230	679,8	2594	0,620	0,00021	0,756	0,0838	0,0721	295995	1,95
240	668,8	2636	0,630	0,00020	0,720	0,0817	0,0703	358994	2,58
250	657,3	2680	0,640	0,00020	0,720	0,0796	0,0685	429993	3,29
260	645,5	2724	0,651	0,00019	0,684	0,0774	0,0666	512992	4,12
270	633,1	2769	0,662	0,00018	0,648	0,0753	0,0648	605990	5,05
280	620,2	2816	0,673	0,00018	0,648	0,0732	0,0630	711989	6,11
290	606,6	2866	0,685	0,00017	0,612	0,0711	0,0612	830987	7,30
300	592,2	2919	0,697	0,00017	0,612	0,0690	0,0593	963985	8,63
310	576,9	2976	0,711	0,00017	0,612	0,0668	0,0575	1112982	10,12
320	560,4	3040	0,726	0,00016	0,576	0,0647	0,0556	1278980	11,78
330	542,4	3115	0,744	0,00016	0,576	0,0626	0,0538	1463977	13,63
340	522,4	3208	0,766	0,00016	0,576	0,0605	0,0520	1668973	15,68
345	511,4	3265	0,780	0,00015	0,540	0,0594	0,0511	1779972	16,79

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**DYNALENE MV**

d'après les données de la société **DYNALENE**  
 from **DYNALENE** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-112	948	1330	0,318	0,215300	775,080	0,1646	0,1416		
-100	938	1373	0,328	0,046400	167,040	0,1618	0,1392		
-90	931	1408	0,336	0,019910	71,676	0,1594	0,1371		
-80	923	1443	0,345	0,010710	38,556	0,1570	0,1350		
-70	915	1479	0,353	0,006660	23,976	0,1546	0,1330		
-60	907	1514	0,362	0,004580	16,488	0,1522	0,1309		
-50	900	1549	0,370	0,003380	12,168	0,1499	0,1289		
-40	892	1584	0,378	0,002630	9,468	0,1475	0,1269		
-30	884	1620	0,387	0,002130	7,668	0,1451	0,1248		
-20	876	1655	0,395	0,001780	6,408	0,1427	0,1227		
-10	869	1690	0,404	0,001530	5,508	0,1403	0,1207		
0	861	1726	0,412	0,001340	4,824	0,1380	0,1187		
10	853	1761	0,421	0,001190	4,284	0,1356	0,1166	200	
20	845	1796	0,429	0,001070	3,852	0,1332	0,1146	300	
30	838	1831	0,437	0,000970	3,492	0,1308	0,1125	600	
40	830	1867	0,446	0,000900	3,240	0,1284	0,1104	1100	
50	822	1902	0,454	0,000830	2,988	0,1260	0,1084	1800	
60	815	1937	0,463	0,000780	2,808	0,1237	0,1064	3000	-0,98
70	807	1973	0,471	0,000730	2,628	0,1213	0,1043	4700	-0,97
80	799	2008	0,480	0,000690	2,484	0,1189	0,1023	7200	-0,94
90	791	2043	0,488	0,000650	2,340	0,1165	0,1002	10600	-0,91
100	784	2078	0,496	0,000620	2,232	0,1141	0,0981	15300	-0,86
110	776	2114	0,505	0,000590	2,124	0,1118	0,0962	21500	-0,80
120	736	2149	0,513	0,000570	2,052	0,1094	0,0941	29700	-0,72
130	760	2184	0,522	0,000550	1,980	0,1070	0,0920	40100	-0,61
140	753	2219	0,530	0,000530	1,908	0,1046	0,0900	53200	-0,48
150	745	2255	0,539	0,000510	1,836	0,1022	0,0879	69500	-0,32
163	735	2301	0,550	0,000490	1,764	0,0991	0,0852	89400	-0,12

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**JARYTHERM AX320**

d'après les données de la société **ARKEMA**  
from **ARKEMA** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-20	1025	1770	0,423	0,49471	1780,942	0,167	0,1436		
0	1010	1820	0,435	0,07306	263,028	0,164	0,1411		
20	995	1870	0,447	0,02147	77,300	0,160	0,1376		
40	980	1930	0,461	0,00914	32,916	0,156	0,1342		
60	965	1980	0,473	0,00486	17,509	0,152	0,1307		
80	950	2040	0,487	0,00299	10,773	0,149	0,1282		
100	935	2090	0,499	0,00203	7,304	0,145	0,1247		
120	920	2150	0,514	0,00148	5,332	0,141	0,1213		
140	905	2200	0,526	0,00113	4,073	0,137	0,1178	0	
160	890	2260	0,540	0,00091	3,268	0,134	0,1153	1000	
180	875	2310	0,552	0,00074	2,678	0,130	0,1118	2000	-0,99
200	860	2370	0,566	0,00063	2,260	0,126	0,1084	3000	-0,98
220	845	2420	0,578	0,00054	1,947	0,122	0,1049	6000	-0,95
240	831	2480	0,593	0,00047	1,705	0,119	0,1024	12000	-0,89
260	816	2530	0,604	0,00042	1,498	0,115	0,0989	21000	-0,80
280	801	2580	0,616	0,00038	1,355	0,111	0,0955	35999	-0,65
300	786	2640	0,631	0,00034	1,217	0,108	0,0929	59999	-0,41
320	771	2690	0,643	0,00031	1,110	0,104	0,0895	96998	-0,04
340	756	2750	0,657	0,00028	1,007	0,100	0,0860	150998	0,50

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**JARYTHERM BT06**

d'après les données de la société **ARKEMA**  
from **ARKEMA** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-40	1052	1430	0,342	0,32955	1186,378	0,137	0,1178		
-20	1037	1490	0,356	0,03949	142,160	0,135	0,1161		
0	1023	1550	0,370	0,01246	44,857	0,132	0,1135		
20	1008	1610	0,385	0,00595	21,410	0,130	0,1118		
40	994	1670	0,399	0,00330	11,880	0,127	0,1092		
60	979	1730	0,413	0,00223	8,036	0,125	0,1075		
80	965	1790	0,428	0,00165	5,941	0,122	0,1049		
100	950	1840	0,440	0,00126	4,549	0,120	0,1032		
120	936	1900	0,454	0,00100	3,605	0,117	0,1006	1000	
140	921	1960	0,468	0,00082	2,951	0,115	0,0989	1000	
160	907	2020	0,483	0,00069	2,482	0,112	0,0963	3000	-0,98
180	892	2080	0,497	0,00060	2,152	0,110	0,0946	6000	-0,95
200	878	2140	0,511	0,00052	1,865	0,107	0,0920	12000	-0,89
220	863	2200	0,526	0,00046	1,647	0,105	0,0903	21000	-0,80
240	849	2260	0,540	0,00042	1,498	0,102	0,0877	34999	-0,66
260	834	2310	0,552	0,00038	1,351	0,100	0,0860	54999	-0,46
280	820	2370	0,566	0,00034	1,240	0,097	0,0834	84999	-0,16
300	805	2430	0,581	0,00031	1,130	0,095	0,0817	124998	0,24
320	791	2490	0,595	0,00029	1,054	0,092	0,0791	177997	0,77
340	776	2550	0,609	0,00027	0,978	0,090	0,0774	246996	1,46
360	762	2610	0,624	0,00025	0,905	0,087	0,0748	334995	2,34
380	747	2670	0,638	0,00024	0,861	0,085	0,0731	443993	3,43

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**JARYTHERM CF**

d'après les données de la société **ARKEMA**  
 from **ARKEMA** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique $C_p$ specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur $P_s$ vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-80	956	1500	0,358	0,01223	44,018	0,150	0,1290		
-60	938	1560	0,373	0,00526	18,944	0,145	0,1247		
-40	919	1620	0,387	0,00283	10,190	0,141	0,1213		
-20	901	1680	0,401	0,00176	6,325	0,137	0,1178		
0	882	1750	0,418	0,00120	4,318	0,133	0,1144		
20	864	1810	0,432	0,00088	3,173	0,128	0,1101		
40	846	1880	0,449	0,00068	2,436	0,124	0,1067		
60	827	1950	0,466	0,00055	1,965	0,120	0,1032	1000	
80	809	2020	0,483	0,00044	1,602	0,115	0,0989	3000	-0,98
100	791	2090	0,499	0,00038	1,367	0,111	0,0955	7000	-0,94
120	772	2160	0,516	0,00032	1,167	0,107	0,0920	16000	-0,85
140	754	2230	0,533	0,00029	1,031	0,102	0,0877	30000	-0,71
160	735	2310	0,552	0,00025	0,900	0,098	0,0843	53999	-0,47
180	717	2390	0,571	0,00022	0,800	0,094	0,0809	92999	-0,08
200	699	2460	0,588	0,00020	0,730	0,089	0,0765	150998	0,50
220	680	2540	0,607	0,00018	0,661	0,085	0,0731	233996	1,33
240	662	2630	0,628	0,00017	0,596	0,081	0,0697	349994	2,49
260	644	2710	0,647	0,00015	0,556	0,076	0,0654	506992	4,06
280	625	2790	0,667	0,00014	0,495	0,072	0,0619	711989	6,11
300	607	2880	0,688	0,00013	0,459	0,067	0,0576	974984	8,74
320	588	2960	0,707	0,00012	0,423	0,063	0,0542	1303979	12,03
340	570	3050	0,729	0,00011	0,410	0,058	0,0499	1709973	16,09

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**MARLOTHERM LH**

d'après les données de la société **SASOL**  
 from **SASOL** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-20	1026	1480	0,354	0,017442	62,791	0,1360	0,1170		
0	1010	1550	0,370	0,008383	30,179	0,1340	0,1153		
20	996	1620	0,387	0,003984	14,342	0,1320	0,1135		
40	980	1680	0,401	0,002548	9,173	0,1290	0,1110		
60	966	1750	0,418	0,001835	6,607	0,1270	0,1092		
80	950	1820	0,435	0,001425	5,130	0,1250	0,1075		
100	936	1880	0,449	0,001030	3,707	0,1220	0,1049	220	
120	920	1950	0,466	0,000791	2,848	0,1200	0,1032	600	
140	906	2020	0,483	0,000643	2,316	0,1180	0,1015	1500	
160	890	2080	0,497	0,000543	1,954	0,1150	0,0989	3300	-0,98
180	873	2150	0,514	0,000471	1,697	0,1130	0,0972	6800	-0,95
200	856	2220	0,530	0,000402	1,448	0,1110	0,0955	13100	-0,88
220	839	2290	0,547	0,000361	1,299	0,1090	0,0938	23700	-0,78
240	822	2350	0,561	0,000321	1,154	0,1060	0,0912	40800	-0,61
260	804	2420	0,578	0,000289	1,042	0,1040	0,0895	67200	-0,34
280	786	2490	0,595	0,000252	0,905	0,1020	0,0877	106100	0,05
300	766	2550	0,609	0,000230	0,827	0,0990	0,0852	161900	0,61
320	747	2620	0,626	0,000209	0,753	0,0970	0,0834	239400	1,38
340	726	2690	0,643	0,000196	0,706	0,0950	0,0817	344200	2,43
360	703	2750	0,657	0,000183	0,658	0,0920	0,0791	482600	3,81

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**MARLOTHERM SH**

d'après les données de la société **SASOL**  
 from **SASOL** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
0	1058	1480	0,354	0,339618	1222,625	0,1330	0,1144		
20	1044	1550	0,370	0,049068	176,645	0,1310	0,1127		
40	1030	1620	0,387	0,016995	61,182	0,1280	0,1101		
60	1016	1700	0,406	0,008230	29,627	0,1250	0,1075		
80	1001	1770	0,423	0,004705	16,937	0,1230	0,1058		
100	987	1850	0,442	0,003060	11,015	0,1200	0,1032		
120	973	1920	0,459	0,002238	8,056	0,1170	0,1006		
140	958	1990	0,475	0,001724	6,208	0,1150	0,0989	10	
160	944	2070	0,495	0,001322	4,758	0,1120	0,0963	50	
180	930	2150	0,514	0,001116	4,018	0,1100	0,0946	170	
200	915	2220	0,530	0,000842	3,030	0,1070	0,0920	500	
220	901	2290	0,547	0,000694	2,498	0,1040	0,0895	1200	
240	887	2370	0,566	0,000577	2,076	0,1020	0,0877	2700	-0,99
260	873	2440	0,583	0,000498	1,791	0,0990	0,0852	5400	-0,96
280	858	2520	0,602	0,000429	1,544	0,0960	0,0826	9800	-0,92
300	844	2590	0,619	0,000380	1,367	0,0940	0,0809	20000	-0,81
320	830	2670	0,638	0,000332	1,195	0,0910	0,0783	31500	-0,70
340	815	2740	0,655	0,000293	1,056	0,0880	0,0757	56000	-0,45
360	801	2820	0,674	0,000256	0,923	0,0860	0,0740	86000	-0,15



**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**MARLOTHERM X**

d'après les données de la société **SASOL**  
 from **SASOL** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-60	931	1710	0,409	0,006610	23,796	0,1530	0,1316		
-40	915	1730	0,413	0,003203	11,529	0,1470	0,1264		
-20	899	1740	0,416	0,001888	6,796	0,1420	0,1221		
0	885	1760	0,420	0,001239	4,460	0,1370	0,1178		
20	868	1780	0,425	0,000955	3,437	0,1320	0,1135	90	
40	851	1810	0,432	0,000723	2,604	0,1260	0,1084	360	
60	835	1850	0,442	0,000576	2,074	0,1210	0,1041	1200	
80	819	1900	0,454	0,000459	1,651	0,1160	0,0998	3200	-0,98
100	803	1970	0,471	0,000385	1,388	0,1110	0,0955	7600	-0,94
120	787	2050	0,490	0,000331	1,190	0,1060	0,0912	16100	-0,85
140	769	2140	0,511	0,000285	1,024	0,1010	0,0869	31300	-0,70
160	752	2230	0,533	0,000248	0,893	0,0950	0,0817	56400	-0,45
180	735	2320	0,554	0,000221	0,794	0,0900	0,0774	95400	-0,06
200	718	2410	0,576	0,000208	0,750	0,0850	0,0731	160000	0,59
220	701	2500	0,597	0,000196	0,707	0,0800	0,0688	250000	1,49
240	684	2590	0,619	0,000185	0,665	0,0750	0,0645	380000	2,79
260	667	2680	0,640	0,000173	0,624	0,0690	0,0593	550000	4,49
280	650	2770	0,662	0,000163	0,585	0,0640	0,0550	790000	6,89
300	633	2860	0,683	0,000152	0,547	0,0590	0,0507	1090000	9,89

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**PARACRYOL**

d'après les données de la société **SÜLZER**  
 from **SÜLZER** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-40	820	1748	0,418	0,009024	32,488	0,1518	0,1306		
-20	806	1828	0,437	0,004837	17,414	0,1503	0,1293		
0	792	1909	0,456	0,002772	9,979	0,1488	0,1280		
20	778	1989	0,475	0,001789	6,440	0,1473	0,1267		
40	764	2069	0,494	0,001222	4,398	0,1458	0,1254		
60	749	2149	0,513	0,000899	3,237	0,1444	0,1242		
80	735	2229	0,533	0,000735	2,647	0,1429	0,1229		
100	721	2309	0,552	0,000591	2,128	0,1414	0,1216	3200	-0,98
120	707	2390	0,571	0,000495	1,781	0,1399	0,1203	6666	-0,95
140	693	2470	0,590	0,000416	1,496	0,1384	0,1190	13999	-0,87
160	678	2550	0,609	0,000353	1,270	0,1369	0,1178	19998	-0,81
180	664	2630	0,628	0,000000	0,000	0,1354	0,1165	63328	-0,38
200	650	2710	0,648	0,000000	0,000	0,1339	0,1152		

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**PARATHERM CR**

d'après les données de la société **PARATHERM**  
 from **PARATHERM** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-100	948	1473	0,352	0,034800	125,280	0,1492	0,1283		
-75	923	1565	0,374	0,005290	19,044	0,1472	0,1266		
-50	898	1662	0,397	0,002700	9,720	0,1453	0,1250		
-25	873	1754	0,419	0,001760	6,336	0,1433	0,1233		
0	847	1846	0,441	0,001000	3,600	0,1414	0,1216	190	-1,01
25	822	1938	0,463	0,000760	2,736	0,1396	0,1201	870	-1,00
50	797	2030	0,485	0,000590	2,124	0,1379	0,1186	2680	-0,99
75	772	2126	0,508	0,000480	1,728	0,1361	0,1171	6940	-0,94
100	747	2218	0,530	0,000410	1,476	0,1342	0,1154	15700	-0,86
125	722	2310	0,552	0,000350	1,260	0,1321	0,1136	32500	-0,69
150	696	2402	0,574	0,000310	1,116	0,1300	0,1118	62000	-0,39
175	671	2495	0,596	0,000280	1,008	0,1279	0,1100	96700	-0,05
200	646	2591	0,619	0,000260	0,936	0,1258	0,1082	120000	0,19

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**SANTOTHERM 59**

d'après les données de la société **MONSANTO**  
 from **MONSANTO** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-50	1025	1460	0,349	2,504311	9015,51	0,1260	0,1084		
-40	1017	1490	0,356	0,453989	1634,36	0,1250	0,1075		
-30	1010	1520	0,363	0,132552	477,189	0,1250	0,1075		
-20	1003	1550	0,370	0,053259	191,733	0,1240	0,1067		
-10	996	1580	0,377	0,026523	95,485	0,1230	0,1058		
0	989	1620	0,387	0,015349	55,257	0,1230	0,1058		
10	982	1650	0,394	0,009879	35,564	0,1220	0,1049		
20	974	1680	0,401	0,006857	24,685	0,1210	0,1041		
30	967	1710	0,409	0,005048	18,172	0,1210	0,1041		
40	960	1750	0,418	0,003878	13,962	0,1200	0,1032		
50	953	1780	0,425	0,003078	11,081	0,1190	0,1024		
60	945	1810	0,432	0,002504	9,015	0,1180	0,1015		
70	938	1840	0,440	0,002092	7,530	0,1180	0,1015		
80	931	1880	0,449	0,001769	6,368	0,1170	0,1006		
90	923	1910	0,456	0,001514	5,449	0,1160	0,0998		
100	916	1940	0,464	0,001319	4,749	0,1150	0,0989		
110	908	1970	0,471	0,001153	4,151	0,1140	0,0981		
120	901	2010	0,480	0,001027	3,698	0,1130	0,0972	1000	
130	893	2040	0,487	0,000911	3,279	0,1120	0,0963	1000	
140	886	2070	0,495	0,000815	2,934	0,1110	0,0955	2000	-0,99
150	878	2110	0,504	0,000738	2,655	0,1100	0,0946	3000	-0,98
160	871	2140	0,511	0,000671	2,414	0,1090	0,0938	4000	-0,97
170	863	2170	0,518	0,000613	2,206	0,1080	0,0929	5000	-0,96
180	855	2210	0,528	0,000564	2,031	0,1070	0,0920	7000	-0,94
190	847	2240	0,535	0,000517	1,860	0,1060	0,0912	10000	-0,91
200	840	2270	0,542	0,000479	1,724	0,1040	0,0895	13000	-0,88
210	832	2310	0,552	0,000441	1,587	0,1030	0,0886	17000	-0,84
220	823	2340	0,559	0,000412	1,481	0,1020	0,0877	22000	-0,79
230	815	2380	0,569	0,000383	1,379	0,1010	0,0869	28000	-0,73
240	807	2410	0,576	0,000355	1,278	0,0990	0,0852	36000	-0,65
250	799	2440	0,583	0,000336	1,208	0,0980	0,0843	45000	-0,56
260	790	2480	0,593	0,000316	1,138	0,0970	0,0834	56000	-0,45
270	782	2510	0,600	0,000297	1,070	0,0950	0,0817	69000	-0,32
280	773	2550	0,609	0,000278	1,002	0,0940	0,0809	85000	-0,16
290	764	2580	0,616	0,000267	0,963	0,0920	0,0791	103000	0,02
300	755	2620	0,626	0,000249	0,897	0,0910	0,0783	124000	0,23
310	745	2660	0,636	0,000238	0,858	0,0900	0,0774	148000	0,47
320	736	2690	0,643	0,000228	0,821	0,0880	0,0757	176000	0,75

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**SYLTHERM 800**

d'après les données de la société **DOW CHEMICAL**  
 from **DOW CHEMICAL** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-40	991	1506	0,360	0,051050	183,780	0,1463	0,1258		
0	953	1574	0,376	0,015330	55,188	0,1388	0,1194		
40	917	1643	0,393	0,007000	25,200	0,1312	0,1128	100	
80	882	1711	0,409	0,003860	13,896	0,1237	0,1064	1460	
120	846	1779	0,425	0,002360	8,496	0,1162	0,0999	9300	-0,92
160	810	1847	0,441	0,001540	5,544	0,1087	0,0935	35000	-0,66
200	773	1916	0,458	0,001050	3,780	0,1012	0,0870	94600	-0,07
240	734	1984	0,474	0,000740	2,664	0,0936	0,0805	204800	1,03
280	693	2052	0,490	0,000540	1,944	0,0861	0,0741	380200	2,79
320	648	2121	0,507	0,000410	1,476	0,0786	0,0676	630500	5,29
360	600	2189	0,523	0,000310	1,116	0,0711	0,0612	961200	8,60
400	547	2257	0,539	0,000250	0,900	0,0635	0,0546	1373000	12,72

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**SYLTHERM XLT**

d'après les données de la société **DOW CHEMICAL**

from **DOW CHEMICAL** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-100	979	1520	0,363	0,078600	282,960	0,1341	0,1153		
-90	968	1541	0,368	0,033700	121,320	0,1324	0,1139		
-80	958	1562	0,373	0,020000	72,000	0,1306	0,1123		
-70	948	1583	0,378	0,013300	47,880	0,1288	0,1108		
-60	937	1604	0,383	0,009400	33,840	0,1269	0,1091		
-50	927	1625	0,388	0,006900	24,840	0,1251	0,1076		
-40	917	1646	0,393	0,005200	18,720	0,1231	0,1059		
-30	907	1660	0,397	0,004000	14,400	0,1212	0,1042		
-20	896	1688	0,403	0,003100	11,160	0,1192	0,1025		
-10	886	1709	0,408	0,002500	9,000	0,1171	0,1007		
0	876	1730	0,413	0,002000	7,200	0,1150	0,0989		
10	866	1751	0,418	0,001700	6,120	0,1129	0,0971		
20	855	1772	0,423	0,001400	5,040	0,1108	0,0953	200	
30	845	1793	0,428	0,001200	4,320	0,1086	0,0934	300	
40	835	1814	0,433	0,001000	3,600	0,1064	0,0915	600	
50	825	1835	0,438	0,000910	3,276	0,1042	0,0896	1100	
60	814	1856	0,443	0,000800	2,880	0,1019	0,0876	1800	
70	804	1877	0,448	0,000700	2,520	0,0996	0,0857	3000	-0,98
80	794	1898	0,453	0,000630	2,268	0,0973	0,0837	4700	-0,97
90	783	1919	0,458	0,000570	2,052	0,0949	0,0816	7200	-0,94
100	773	1940	0,464	0,000510	1,836	0,0925	0,0796	10600	-0,91
110	763	1961	0,469	0,000470	1,692	0,0901	0,0775	15300	-0,86
120	753	1982	0,474	0,000430	1,548	0,0877	0,0754	21500	-0,80
130	742	2003	0,479	0,000390	1,404	0,0852	0,0733	29700	-0,72
140	732	2024	0,484	0,000360	1,296	0,0827	0,0711	40100	-0,61
150	722	2045	0,489	0,000340	1,224	0,0802	0,0690	53200	-0,48
160	712	2066	0,494	0,000310	1,116	0,0777	0,0668	69500	-0,32
170	701	2087	0,499	0,000290	1,044	0,0751	0,0646	89400	-0,12
180	691	2108	0,504	0,000280	1,008	0,0725	0,0624	113500	0,12
190	681	2129	0,509	0,000260	0,936	0,0699	0,0601	142200	0,41
200	670	2150	0,514	0,000240	0,864	0,0673	0,0579	176200	0,75
210	660	2171	0,519	0,000230	0,828	0,0646	0,0556	215900	1,15
220	650	2192	0,524	0,000220	0,792	0,0620	0,0533	261900	1,61
230	640	2213	0,529	0,000210	0,756	0,0593	0,0510	314800	2,13
240	629	2234	0,534	0,000200	0,720	0,0566	0,0487	375100	2,74
250	619	2255	0,539	0,000190	0,684	0,0538	0,0463	443400	3,42
260	609	2276	0,544	0,000180	0,648	0,0511	0,0440	520300	4,19
270	599	2297	0,549	0,000170	0,612	0,0483	0,0415	606200	5,05
280	588	2318	0,554	0,000170	0,612	0,0455	0,0391	701800	6,00
290	578	2339	0,559	0,000160	0,576	0,0427	0,0367	807400	7,06

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**THERMINOL 66**

d'après les données de la société **MONSANTO**

from **MONSANTO** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
0	1021	1496	0,357	1,238319	4457,949	0,1183	0,1017		
10	1014	1529	0,365	0,337435	1214,766	0,1179	0,1014		
20	1008	1563	0,373	0,125820	452,950	0,1176	0,1011		
30	1002	1596	0,381	0,057985	208,747	0,1172	0,1008		
40	996	1630	0,389	0,031043	111,753	0,1167	0,1004		
50	989	1664	0,398	0,018548	66,773	0,1163	0,1000		
60	983	1698	0,406	0,012041	43,346	0,1158	0,0996		
70	976	1732	0,414	0,008334	30,002	0,1152	0,0991		
80	969	1767	0,422	0,006068	21,843	0,1147	0,0986		
90	963	1801	0,430	0,004601	16,562	0,1141	0,0981		
100	956	1836	0,439	0,003606	12,981	0,1135	0,0976		
110	949	1871	0,447	0,002904	10,456	0,1128	0,0971		
120	942	1906	0,455	0,002393	8,616	0,1122	0,0965	118	
130	935	1942	0,464	0,002010	7,238	0,1115	0,0959	180	
140	928	1977	0,472	0,001717	6,180	0,1107	0,0952	270	
150	921	2013	0,481	0,001487	5,352	0,1100	0,0946	397	
160	914	2049	0,490	0,001303	4,691	0,1092	0,0939	576	
170	907	2085	0,498	0,001154	4,155	0,1083	0,0932	823	
180	900	2121	0,507	0,001032	3,715	0,1075	0,0925	1159	
190	892	2158	0,516	0,000930	3,348	0,1066	0,0917	1612	
200	885	2194	0,524	0,000844	3,039	0,1057	0,0909	2215	-0,99
210	877	2231	0,533	0,000771	2,776	0,1047	0,0901	3009	-0,98
220	870	2268	0,542	0,000709	2,551	0,1038	0,0893	4043	-0,97
230	862	2305	0,551	0,000654	2,355	0,1028	0,0884	5375	-0,96
240	855	2343	0,560	0,000607	2,185	0,1017	0,0875	7077	-0,94
250	847	2380	0,569	0,000565	2,035	0,1007	0,0866	9232	-0,92
260	839	2418	0,578	0,000528	1,902	0,0996	0,0856	11936	-0,89
270	831	2456	0,587	0,000496	1,784	0,0984	0,0847	15303	-0,86
280	823	2494	0,596	0,000466	1,678	0,0973	0,0837	19463	-0,82
290	815	2532	0,605	0,000440	1,583	0,0961	0,0827	24566	-0,77
300	807	2571	0,614	0,000416	1,497	0,0949	0,0816	30782	-0,71
310	799	2609	0,623	0,000394	1,419	0,0936	0,0805	38304	-0,63
320	791	2648	0,633	0,000375	1,348	0,0924	0,0795	47349	-0,54
330	783	2687	0,642	0,000356	1,283	0,0911	0,0783	58160	-0,43
340	775	2726	0,651	0,000340	1,223	0,0897	0,0772	71010	-0,30
350	766	2765	0,661	0,000324	1,168	0,0884	0,0760	86198	-0,15
360	758	2805	0,670	0,000310	1,117	0,0870	0,0748	104057	0,03
370	749	2845	0,680	0,000297	1,070	0,0855	0,0736	124952	0,24
380	741	2884	0,689	0,000285	1,026	0,0841	0,0723	149282	0,48

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**THERMINOL ADX10**

d'après les données de la société **MONSANTO**  
 from **MONSANTO** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-50	904	1640	0,392	0,783443	2820,393	0,1330	0,1144		
-40	898	1680	0,401	0,250488	901,757	0,1310	0,1127		
-30	891	1720	0,411	0,098946	356,204	0,1300	0,1118		
-20	884	1760	0,420	0,046101	165,962	0,1290	0,1110		
-10	877	1800	0,430	0,024460	88,054	0,1280	0,1101		
0	871	1840	0,440	0,014389	51,800	0,1260	0,1084		
10	864	1880	0,449	0,009193	33,095	0,1250	0,1075		
20	857	1910	0,456	0,006282	22,615	0,1240	0,1067		
30	950	1950	0,466	0,004522	16,279	0,1230	0,1058		
40	843	1990	0,475	0,003397	12,230	0,1210	0,1041		
50	836	2030	0,485	0,002650	9,540	0,1200	0,1032		
60	829	2070	0,495	0,002131	7,670	0,1190	0,1024		
70	822	2100	0,502	0,001751	6,303	0,1170	0,1006		
80	815	2140	0,511	0,001467	5,281	0,1160	0,0998		
90	808	2180	0,521	0,001260	4,538	0,1150	0,0989		
100	801	2210	0,528	0,001089	3,922	0,1130	0,0972		
110	794	2250	0,538	0,000969	3,487	0,1120	0,0963		
120	787	2290	0,547	0,000850	3,060	0,1100	0,0946		
130	780	2320	0,554	0,000757	2,724	0,1090	0,0938		
140	772	2360	0,564	0,000679	2,446	0,1080	0,0929	1000	
150	765	2390	0,571	0,000612	2,203	0,1060	0,0912	2000	-0,99
160	758	2420	0,578	0,000561	2,019	0,1050	0,0903	2000	-0,99
170	750	2460	0,588	0,000510	1,836	0,1030	0,0886	3000	-0,98
180	743	2490	0,595	0,000468	1,685	0,1020	0,0877	4000	-0,97
190	735	2530	0,604	0,000434	1,561	0,1000	0,0860	6000	-0,95
200	727	2560	0,612	0,000400	1,439	0,0980	0,0843	8000	-0,93
210	719	2590	0,619	0,000367	1,320	0,0970	0,0834	12000	-0,89
220	711	2620	0,626	0,000341	1,229	0,0950	0,0817	16000	-0,85
230	703	2660	0,636	0,000323	1,164	0,0940	0,0809	21000	-0,80
240	694	2690	0,643	0,000291	1,049	0,0920	0,0791	28000	-0,73
250	686	2720	0,650	0,000268	0,963	0,0900	0,0774	37000	-0,64
260	677	2750	0,657	0,000257	0,926	0,0880	0,0757	47000	-0,54
270	668	2780	0,664	0,000240	0,866	0,0870	0,0748	60000	-0,41
280	659	2810	0,671	0,000217	0,783	0,0850	0,0731	75000	-0,26
290	650	2850	0,681	0,000208	0,749	0,0830	0,0714	94000	-0,07



**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**THERMINOL ALD**

d'après les données de la société **MONSANTO**  
 from **MONSANTO** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
0	884	1879	0,449	0,597753	2151,911	0,1152	0,0991		
10	877	1911	0,456	0,206741	744,267	0,1144	0,0984		
20	870	1942	0,464	0,089091	320,729	0,1136	0,0977		
30	863	1974	0,472	0,044964	161,869	0,1128	0,0970		
40	856	2005	0,479	0,025518	91,864	0,1119	0,0963		
50	849	2037	0,487	0,015838	57,017	0,1111	0,0956		
60	842	2069	0,494	0,010541	37,949	0,1103	0,0949		
70	835	2101	0,502	0,007417	26,701	0,1095	0,0942		
80	828	2133	0,510	0,005458	19,650	0,1087	0,0935		
90	821	2165	0,517	0,004167	15,003	0,1079	0,0928		
100	814	2197	0,525	0,003281	11,810	0,1070	0,0921		
110	807	2230	0,533	0,002650	9,539	0,1062	0,0914		
120	800	2262	0,540	0,002187	7,873	0,1054	0,0907		
130	793	2294	0,548	0,001839	6,621	0,1046	0,0900		
140	786	2327	0,556	0,001571	5,657	0,1038	0,0893		
150	779	2360	0,564	0,001361	4,901	0,1030	0,0886		
160	772	2393	0,572	0,001194	4,298	0,1021	0,0879		
170	766	2426	0,580	0,001058	3,810	0,1013	0,0872		
180	759	2459	0,587	0,000947	3,409	0,1005	0,0864		
190	752	2492	0,595	0,000854	3,076	0,0997	0,0857		
200	745	2525	0,603	0,000777	2,796	0,0989	0,0850		
210	739	2558	0,611	0,000711	2,558	0,0981	0,0843		
220	732	2592	0,619	0,000654	2,355	0,0972	0,0836	3300	-0,98
230	726	2625	0,627	0,000605	2,179	0,0964	0,0829	4700	-0,97
240	719	2659	0,635	0,000563	2,027	0,0956	0,0822	6500	-0,95
250	712	2693	0,643	0,000526	1,894	0,0948	0,0815	9000	-0,92
260	706	2727	0,651	0,000493	1,776	0,0940	0,0808	12200	-0,89
270	699	2760	0,660	0,000465	1,672	0,0932	0,0801	16500	-0,85
280	693	2794	0,668	0,000439	1,580	0,0923	0,0794	22000	-0,79
290	686	2829	0,676	0,000416	1,497	0,0915	0,0787	28000	-0,73
300	680	2863	0,684	0,000395	1,423	0,0907	0,0780	37000	-0,64

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**THERMINOL D12**

d'après les données de la société **MONSANTO**  
 from **MONSANTO** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-85	835	1635	0,391	0,295878	1065,161	0,1240	0,1067		
-70	824	1714	0,410	0,058916	212,098	0,1220	0,1049		
-60	818	1759	0,420	0,023922	86,121	0,1210	0,1041		
-50	811	1805	0,431	0,012075	43,470	0,1190	0,1024		
-40	804	1850	0,442	0,007059	25,413	0,1180	0,1015		
-30	797	1895	0,453	0,004595	16,541	0,1170	0,1006		
-20	790	1941	0,464	0,003234	11,643	0,1160	0,0998		
-10	783	1989	0,475	0,002409	8,673	0,1140	0,0981		
0	776	2025	0,484	0,001929	6,945	0,1130	0,0972		
10	769	2065	0,493	0,001561	5,620	0,1110	0,0955		
20	762	2108	0,504	0,001293	4,655	0,1100	0,0946	100	
30	756	2154	0,515	0,001086	3,911	0,1080	0,0929	100	
40	748	2197	0,525	0,000927	3,336	0,1070	0,0920	300	
50	740	2235	0,534	0,000804	2,896	0,1050	0,0903	500	
60	733	2280	0,545	0,000704	2,533	0,1040	0,0895	900	
70	726	2326	0,556	0,000623	2,242	0,1020	0,0877	1400	
80	717	2361	0,564	0,000556	2,000	0,1000	0,0860	2300	-0,99
90	710	2406	0,575	0,000498	1,794	0,0980	0,0843	3900	-0,97
100	702	2445	0,584	0,000451	1,622	0,0960	0,0826	6000	-0,95
110	695	2485	0,594	0,000410	1,476	0,0950	0,0817	8700	-0,93
120	687	2528	0,604	0,000374	1,348	0,0930	0,0800	12400	-0,89
130	679	2571	0,614	0,000346	1,244	0,0910	0,0783	17600	-0,84
140	670	2607	0,623	0,000317	1,141	0,0890	0,0765	24400	-0,77
150	662	2645	0,632	0,000289	1,041	0,0870	0,0748	33199	-0,68
160	653	2690	0,643	0,000268	0,964	0,0850	0,0731	44299	-0,57
170	644	2725	0,651	0,000246	0,886	0,0830	0,0714	58199	-0,43
180	635	2773	0,663	0,000231	0,832	0,0810	0,0697	75399	-0,26
190	625	2806	0,670	0,000216	0,776	0,0790	0,0679	95698	-0,06
200	615	2857	0,683	0,000201	0,724	0,0760	0,0654	122298	0,21
210	607	2883	0,689	0,000189	0,680	0,0740	0,0636	146598	0,45
220	596	2928	0,700	0,000175	0,629	0,0720	0,0619	186697	0,85
230	585	2971	0,710	0,000162	0,583	0,0700	0,0602	228696	1,27
240	574	3009	0,719	0,000154	0,554	0,0670	0,0576	276796	1,75
250	562	3045	0,728	0,000146	0,524	0,0650	0,0559	320195	2,19
260	550	3100	0,741	0,000138	0,495	0,0630	0,0542	396194	2,95

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**THERMINOL XP**

d'après les données de la société **SOLUTIA**  
 from **SOLUTIA** data

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-29	909	1570	0,375	6,07	21852	0,126	0,1079		
-18	902	1630	0,389	1,406	5061,6	0,125	0,1077		
-7	895	1680	0,401	0,433	1558,8	0,125	0,1074		
4	888	1740	0,416	0,1661	597,96	0,125	0,1071		
16	881	1790	0,428	0,0755	271,8	0,124	0,1067		
27	874	1850	0,442	0,0392	141,12	0,124	0,1064		
38	867	1900	0,454	0,0227	81,72	0,123	0,1060		
49	860	1950	0,466	0,01423	51,228	0,123	0,1055		
60	853	2000	0,478	0,00956	34,416	0,122	0,1051		
71	846	2060	0,492	0,00679	24,444	0,122	0,1046		
82	839	2110	0,504	0,00504	18,144	0,121	0,1041	0	
93	832	2160	0,516	0,00388	13,968	0,120	0,1036	12	
104	824	2200	0,526	0,00307	11,052	0,120	0,1030	24	-1,01
116	817	2250	0,538	0,0025	9	0,119	0,1024	43	-1,01
127	810	2300	0,550	0,00207	7,452	0,118	0,1018	77	-1,01
138	803	2350	0,561	0,00175	6,3	0,118	0,1011	137	-1,01
149	796	2390	0,571	0,0015	5,4	0,117	0,1005	226	-1,01
160	788	2440	0,583	0,001301	4,6836	0,116	0,0999	363	-1,01
171	781	2480	0,593	0,00114	4,104	0,115	0,0992	579	-1,01
182	773	2530	0,604	0,001008	3,6288	0,114	0,0984	892	-1,00
193	766	2570	0,614	0,000898	3,2328	0,114	0,0976	1344	-1,00
204	758	2610	0,624	0,000805	2,898	0,113	0,0968	1991	-0,99
216	751	2660	0,636	0,000726	2,6136	0,112	0,0960	2903	-0,98
227	743	2700	0,645	0,000658	2,3688	0,111	0,0952	4138	-0,97
238	735	2740	0,655	0,000599	2,1564	0,110	0,0944	5806	-0,96
249	728	2780	0,664	0,000547	1,9692	0,109	0,0934	8012	-0,93
260	720	2820	0,674	0,000502	1,8072	0,108	0,0925	10885	-0,90
271	712	2860	0,683	0,000461	1,6596	0,107	0,0916	14710	-0,87
282	703	2890	0,690	0,000425	1,53	0,105	0,0906	19417	-0,82
293	695	2930	0,700	0,000393	1,4148	0,104	0,0896	25399	-0,76
304	687	2970	0,710	0,000363	1,3068	0,103	0,0886	33048	-0,68
316	678	3000	0,717	0,000337	1,2132	0,102	0,0876	42463	-0,59
327	669	3040	0,726	0,000313	1,1268	0,101	0,0864	53937	-0,47

**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**MPG 40%**

solution aqueuse de monopropylène glycol à 40%  
 40% monopropylene glycol aqueous solution

température de fusion : **-21.6°C**  
 freezing temperature

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m3	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-20	1049	3669	0,877	0,007565	146,343	0,409	0,352	108	
-15	1047	3679	0,879	0,006075	102,211	0,411	0,354	164	
-10	1045	3689	0,881	0,004938	73,245	0,413	0,356	247	
-5	1043	3698	0,884	0,004060	53,742	0,415	0,357	363	
0	1041	3708	0,886	0,003374	40,296	0,417	0,359	527	
5	1039	3718	0,888	0,002832	30,824	0,419	0,361	753	
10	1036	3728	0,891	0,002400	24,017	0,421	0,362	1061	
15	1033	3737	0,893	0,002052	19,034	0,423	0,364	1474	
20	1030	3747	0,895	0,001769	15,324	0,425	0,366	2022	
25	1027	3756	0,897	0,001537	12,517	0,427	0,367	2741	-0,99
30	1023	3766	0,900	0,001346	10,363	0,429	0,369	3673	-0,98
35	1020	3775	0,902	0,001187	8,688	0,431	0,370	4868	-0,96
40	1016	3784	0,904	0,001054	7,368	0,432	0,372	6388	-0,95
45	1013	3793	0,906	0,000941	6,317	0,434	0,373	8301	-0,93
50	1009	3802	0,908	0,000846	5,469	0,436	0,375	10687	-0,91
55	1005	3811	0,911	0,000764	4,780	0,437	0,376	13638	-0,88
60	1002	3820	0,913	0,000695	4,214	0,439	0,378	17260	-0,84
65	998	3828	0,915	0,000634	3,746	0,441	0,379	21671	-0,80
70	994	3837	0,917	0,000582	3,354	0,442	0,380	27005	-0,74
75	990	3845	0,919	0,000537	3,025	0,444	0,382	33409	-0,68
80	987	3854	0,921	0,000497	2,746	0,445	0,383	41048	-0,60
85	983	3862	0,923	0,000462	2,508	0,447	0,384	50105	-0,51
90	979	3870	0,925	0,000432	2,304	0,448	0,386	60780	-0,41
95	975	3878	0,926	0,000404	2,129	0,450	0,387	73289	-0,28
100	971	3885	0,928	0,000380	1,976	0,451	0,388	87871	-0,13
105	968	3893	0,930	0,000359	1,843	0,453	0,389	104780	0,03
110	964	3901	0,932	0,000340	1,727	0,454	0,390	124294	0,23
115	960	3908	0,934	0,000323	1,625	0,455	0,392	146709	0,45
120	956	3915	0,935	0,000307	1,535	0,457	0,393	172341	0,71
125	953	3923	0,937	0,000293	1,455	0,458	0,394	201529	1,00
130	949	3930	0,939	0,000281	1,384	0,459	0,395	234630	1,33
135	945	3937	0,941	0,000270	1,321	0,460	0,396	272025	1,71
140	942	3944	0,942	0,000260	1,265	0,462	0,397	314114	2,13
145	938	3951	0,944	0,000250	1,214	0,463	0,398	361320	2,60
150	934	3957	0,945	0,000242	1,169	0,464	0,399	414085	3,13
155	931	3964	0,947	0,000235	1,128	0,465	0,400	472874	3,72
160	927	3970	0,949	0,000228	1,092	0,466	0,401	538174	4,37
165	924	3977	0,950	0,000221	1,059	0,468	0,402	610491	5,09
170	920	3983	0,952	0,000216	1,029	0,469	0,403	690354	5,89
175	917	3989	0,953	0,000210	1,002	0,470	0,404	778311	6,77



**CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES**  
**PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS**

**MEG 40%**

solution aqueuse de monoéthylène glycol à 40%  
 40% monoethylene glycol aqueous solution

température de fusion : **-23.3°C**  
 freezing temperature

température $\theta$ temperature	masse volum. $\rho$ density	chaleur spécifique $C_p$ specific heat		viscosité dynamique $\mu$ dynamic viscosity		conductivité thermique $\lambda$ thermal conductivity		pression de vapeur $P_s$ vapor pressure	
°C	kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-20	1079	3380	0,808	0,006124	61,722	0,435	0,375	104	
-15	1077	3393	0,811	0,005047	47,090	0,437	0,376	160	
-10	1076	3406	0,814	0,004201	36,628	0,438	0,377	239	
-5	1074	3420	0,817	0,003530	29,001	0,440	0,378	353	
0	1072	3435	0,821	0,002992	23,340	0,441	0,379	511	
5	1070	3450	0,824	0,002557	19,069	0,441	0,380	731	
10	1067	3465	0,828	0,002202	15,797	0,442	0,380	1029	
15	1065	3481	0,832	0,001911	13,255	0,443	0,381	1430	
20	1063	3497	0,835	0,001669	11,255	0,443	0,381	1961	
25	1060	3513	0,839	0,001468	9,661	0,443	0,381	2658	-0,99
30	1057	3529	0,843	0,001299	8,378	0,443	0,381	3562	-0,98
35	1055	3545	0,847	0,001156	7,334	0,444	0,381	4722	-0,97
40	1052	3561	0,851	0,001034	6,476	0,444	0,381	6196	-0,95
45	1049	3578	0,855	0,000931	5,765	0,443	0,381	8050	-0,93
50	1047	3594	0,859	0,000841	5,171	0,443	0,381	10364	-0,91
55	1044	3611	0,863	0,000764	4,671	0,443	0,381	13226	-0,88
60	1041	3627	0,867	0,000697	4,247	0,443	0,381	16738	-0,85
65	1038	3643	0,870	0,000639	3,885	0,442	0,381	21014	-0,80
70	1035	3659	0,874	0,000588	3,574	0,442	0,380	26184	-0,75
75	1033	3675	0,878	0,000543	3,305	0,442	0,380	32393	-0,69
80	1030	3691	0,882	0,000503	3,072	0,441	0,380	39798	-0,62
85	1027	3707	0,886	0,000468	2,869	0,441	0,379	48578	-0,53
90	1024	3723	0,890	0,000437	2,691	0,440	0,379	58925	-0,42
95	1021	3739	0,893	0,000409	2,534	0,440	0,378	71050	-0,30
100	1018	3754	0,897	0,000384	2,395	0,439	0,378	85183	-0,16
105	1016	3770	0,901	0,000362	2,272	0,439	0,377	101573	0,00
110	1013	3785	0,904	0,000341	2,163	0,438	0,377	120487	0,19
115	1010	3800	0,908	0,000323	2,065	0,437	0,376	142211	0,41
120	1007	3815	0,912	0,000307	1,978	0,437	0,376	167055	0,66
125	1005	3830	0,915	0,000292	1,899	0,436	0,375	195344	0,94
130	1002	3845	0,919	0,000278	1,829	0,435	0,374	227427	1,26
135	999	3859	0,922	0,000266	1,765	0,435	0,374	263670	1,62
140	997	3874	0,925	0,000255	1,708	0,434	0,373	304464	2,03
145	994	3888	0,929	0,000244	1,656	0,433	0,373	350216	2,49
150	991	3902	0,932	0,000235	1,609	0,433	0,372	401357	3,00
155	989	3916	0,936	0,000226	1,566	0,432	0,371	458335	3,57
160	986	3929	0,939	0,000218	1,527	0,431	0,371	521621	4,20
165	984	3943	0,942	0,000210	1,492	0,430	0,370	591705	4,90
170	981	3956	0,945	0,000204	1,460	0,430	0,370	669097	5,68
175	979	3969	0,948	0,000197	1,431	0,429	0,369	754328	6,53

