

# Trabajo Fin de Máster Ingeniería Aeronáutica

## Estudio sobre el uso de refrigeración líquida en el Power Distribution Panel (PDP) en aviación

Autor: José María Ramírez Ruiz

Tutor: José Alfredo Iranzo Paricio

**Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2022





Proyecto Fin de Máster  
Ingeniería Aeronáutica

# **Estudio sobre el uso de refrigeración líquida en el Power Distribution Panel (PDP) en aviación**

Autor:

José María Ramírez Ruiz

Tutor:

José Alfredo Iranzo Paricio

Profesor Sustituto Interino

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Máster: Estudio sobre el uso de refrigeración líquida en el Power Distribution Panel (PDP) en aviación

Autor: José María Ramírez Ruiz

Tutor: José Alfredo Iranzo Paricio

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2022

El Secretario del Tribunal



# Agradecimientos

---

Escribir los agradecimientos al principio es algo que siempre me ha parecido curioso, pues, al menos yo, siempre los acabo escribiendo al final, tomando distancia de lo que he hecho, siendo más Pepe y menos ingeniero.

El momento de hacer el Máster me llegó de manera fortuita, no tenía intención de hacerlo, pero a veces hay que agradecerle hasta a las casualidades de la vida llegar a donde uno acaba, al fin y al cabo, como decía Ortega y Gasset “Yo soy yo y mis circunstancias”.

Para mí, ese término de “circunstancias” es muy amplio, incluye desde amigos a compañeros, gente que te acompaña en el camino y la que ya te dejó, las enseñanzas que con cariño me dieron mis padres desde pequeño o las que la Escuela me enseñó a base de golpes ya siendo adulto.

Dentro de todas circunstancias que han rodeado esta segunda etapa en la Escuela, igual que en Grado me acordé de Diego, Carlos y Luis (sin los cuales tampoco habría llegado al Máster), pues en esta ocasión me gustaría empezar con Carmelo y Andrea, con los que realmente he compartido mis últimos años en Sevilla, tanto a nivel educativo y laboral, como personal, gracias.

Tampoco puedo evitar olvidarme de Ana, mi compañera de penurias, también llegada al Máster por “casualidades de la vida” con la que al fin y al cabo he compartido mis días: hemos hecho trabajos, compartido tardes de agobio por entregas, nervios previos a los exámenes... pero también las vueltas cruzando el Alamillo, las charlas de cualquier tema aleatorio y las alegrías cuando íbamos superando obstáculos, gracias.

A mis padres, los cuales llevan teniéndome en casa los últimos meses después de 9 años en Sevilla, que no hacen más que preguntarse qué diantres haré tantas horas encerrado, por qué mi ordenador parece que va a explotar o cuándo me verán algún día sin andar liado. Sí, papá y mamá, esta es la verdadera vida del estudiante responsable que estudia para ser aeronáutico, esta es la forma de ser que en parte tengo gracias a (o por culpa de) vosotros, gracias.

A Cris, que, a pesar de todos los cambios en nuestras vidas, la distancia, situaciones personales (que a cada cual de los dos está siempre más liado) ... ha seguido ahí haciendo bueno eso de “Quédate con quien no solo esté contigo en los buenos momentos, si no con los que superes los periodos de exámenes”. Me parece que después de tanto cambio será una de las personas que me acompañará y me apoyará toda la vida, gracias.

Y, por último, mi tutor D. José Alfredo Iranzo Paricio, que a pesar de estar ocupado confió en mí cuando le presenté la idea, confió en mí para que desarrollara el proyecto con gran autonomía, que siempre ha estado ahí para contestar al segundo a cualquier correo que le mandara y que finalmente me ha transmitido la confianza para presentar el resultado convencido de que había realizado un buen trabajo, gracias.

*José María Ramírez Ruiz*

*Sevilla, 2022*





# Resumen

---

La Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla después de la implantación del Plan Bolonia en 2008 reorganiza los conocimientos de la antigua Licenciatura en Ingeniería Aeronáutica para que los títulos expedidos se encuentren homologados a nivel europeo. Desde este momento, el Grado en Ingeniería Aeroespacial suprime parte de los conocimientos impartidos en la Licenciatura y se trasladan al Máster en Ingeniería Aeronáutica de la Universidad de Sevilla que otorgan las competencias completas a quien lo realiza. En este contexto, en este Trabajo de Fin de Máster se implementan los conocimientos impartidos en dicho Máster, entendiendo la aeronave como un sistema multidisciplinar, complejo y con relaciones entre sus diferentes partes con el fin de poder desplegar las competencias adquiridas en éste.

Por un lado, se tiene en cuenta el desarrollo histórico de la aviación para poner en contexto el punto actual y los objetivos y funciones que un ingeniero deberá desempeñar en su día a día: los retos a nivel de optimización a nivel estructural frente a las nuevas generaciones de aviónica en continuo desarrollo. En esta situación, se pone el foco en el Sistema de Distribución de Potencia Primaria (PDS) y las limitaciones a nivel técnico que comienzan a aparecer con el control de la temperatura en el Power Distribution Panel (PDP).

En el estudio del control de temperatura del sistema de aviónica se hará una presentación de las tecnologías actuales frente a las ideas disruptivas para plantear alternativas a los métodos actuales y terminar diseñando un nuevo sistema de refrigeración para el PDP. Para ello, se desarrollan competencias de múltiples campos que se han desarrollado durante el Máster: desde el conocimiento avanzado de la Aviónica para conocer el funcionamiento del PDS, hasta el funcionamiento de los motores de una aeronave para obtener los datos relativos a los sangrados de aire; pasando por la Mecánica de Fluidos para la refrigeración convectiva o la Transferencia de Calor para la globalidad de la propia refrigeración.

Esta aplicación de conocimientos se realiza de la manera ingenieril más puramente posible, el uso del software comercial ANSYS permite el análisis con Computational Fluid Dynamics (CFD) una vez se ha desarrollado un modelo completo del sistema. Con ello se consiguen resultados más allá del lápiz y papel de las aulas, reduciendo las hipótesis al mínimo y pudiendo obtener el comportamiento del nuevo sistema de refrigeración que se ha diseñado.

Se concluye con el análisis y la comparación de los resultados obtenidos en CFD respecto a las soluciones actuales para valorar el potencial que tiene. Finalmente, se realiza una valoración del trabajo realizado y se proponen posibles líneas para continuar el desarrollo y la investigación de la refrigeración líquida en la industria aeronáutica.



# Índice

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>i</b>
<b>Resumen</b>	<b>iii</b>
<b>Índice</b>	<b>v</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>vii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>ix</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. <i>Historia de la aviación</i>	1
1.2. <i>Evolución histórica de la aviónica</i>	3
1.3. <i>La aviónica en la actualidad: More Electrical Aircraft (MEA)</i>	4
1.4. <i>Retos sobre la refrigeración de los sistemas eléctricos</i>	6
<b>2 Power Distribution Panel</b>	<b>8</b>
2.1. <i>Power Distribution System (PDS)</i>	8
2.2. <i>Power Distribution Unit (PDU)</i>	8
2.2.1 Tipos de PDU	10
2.3. <i>Power Distribution Panel</i>	12
2.3.1 PDP a analizar	12
<b>3 Tipos de Sistemas de Refrigeración</b>	<b>15</b>
3.1. <i>Método tradicional: convección forzada de aire</i>	15
3.1.1 Ecuaciones de la convección	16
3.1.2 Particularización para sistema de refrigeración con ventilador	19
3.1.3 Sistema de refrigeración mediante aire de sangrado	20
3.2. <i>Método tradicional: aletas</i>	21
3.2.1 Funcionamiento de las heat pipes. Modelo matemático aproximado	22
3.2.2 Diseño de aletas	25
3.3. <i>Innovación en la electrónica no embarcada: Heat pipes</i>	26
3.3.1 Funcionamiento de las heat pipes	26
3.3.2 Ecuaciones del modelo matemático de las heat pipes	28
3.3.3 Particularización para el diseño implementado	31
3.4. <i>Fluido dieléctrico</i>	35
3.4.1 Ecuaciones de la refrigeración por ebullición de un dieléctrico	36
3.4.2 Tipos de dieléctricos	37
3.4.3 Clasificación de las configuraciones de sistemas de refrigeración con líquidos dieléctricos	39
3.4.4 Particularización para el sistema a refrigerar	42
<b>4 Análisis preliminares</b>	<b>46</b>
4.1. <i>Modelos simplificados. Geometría</i>	46
4.2. <i>Hipótesis simplificadoras</i>	47
4.3. <i>Dominio del sistema</i>	48

4.4. <i>Variables para analizar y restricciones</i>	51
4.5. <i>Configuración en ANSYS Fluent</i>	52
4.5.1 ANSYS Fluent: el software	52
4.5.2 Configuración en ANSYS	53
4.6. <i>Resultados de los análisis</i>	58
4.6.1 Resultados para la configuración con condensador sumergido	58
4.6.2 Resultados para la configuración con paredes refrigeradas	63
4.6.3 Resultados para uso ampliado	69
<b>5 Análisis en profundidad</b>	<b>72</b>
5.1. <i>Modelo 3D</i>	72
5.2. <i>Hipótesis simplificadoras</i>	74
5.3. <i>Dominio del sistema</i>	75
5.4. <i>Variables para analizar y restricciones</i>	76
5.5. <i>Configuración en ANSYS Fluent</i>	77
5.5.1 Configuración en ANSYS	77
5.6. <i>Resultados de los análisis</i>	85
5.6.1 Resultados para la configuración inicial	85
5.6.2 Resultados para uso ampliado	92
<b>6 Conclusiones</b>	<b>95</b>
6.1. <i>Comparación de resultados con sistemas convectivos tradicionales</i>	95
6.2. <i>Pros y contras del sistema de refrigeración líquida</i>	97
6.3. <i>Futuras líneas de desarrollo</i>	98
<b>Referencias</b>	<b>100</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 2-1. Pérdidas por calor de los elementos de la PDU	14
Tabla 3-1. Comparativa entre convección en diferentes situaciones y conducción en sólidos [8, 11]	18
Tabla 3-2. Órdenes de magnitud del modelo de resistencias térmicas [16]	28
Tabla 3-3. Rango de temperaturas de algunos fluidos usados en heat pipes [15, 16]	32
Tabla 3-4. Valores de las propiedades de diseño de las heat pipes	34
Tabla 3-5. Propiedades de fluidos dieléctricos de la familia 3M™ Novec™ [20]	39
Tabla 3-6. Tabla de propiedades de Novec 7700 a T=25°C	43
Tabla 3-7. Flujos de calor de los elementos disipadores del PDP	45
Tabla 4-1. Evolución variables P y T respecto a los escalonamientos [23]	49
Tabla 4-2. Condiciones del aire sangrado de la bahía según la altura	51
Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU	52
Tabla 4-4. Definición del mallado en ANSYS	54
Tabla 4-5. Resumen condiciones de contorno, modelo y set-up de los análisis preliminares en ANSYS Fluent	58
Tabla 4-6. Tabla resumen de los análisis de la configuración con condensador sumergido	63
Tabla 4-7. Tabla resumen de los análisis de la configuración con condensador sumergido	69
Tabla 4-8. Recopilación de restricciones para comparación con los resultados obtenidos	70
Tabla 5-1. Condiciones del aire sangrado de la bahía según la altura	76
Tabla 5-2. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU	77
Tabla 5-3. Resumen del tamaño de las inflations del mallado 1	79
Tabla 5-4. Definición del mallado en ANSYS para el análisis en profundidad	81
Tabla 5-5. Resumen condiciones de contorno, modelo y set-up de los análisis preliminares en ANSYS Fluent	84
Tabla 5-6. Tabla resumen de los valores máximos de los análisis en profundidad	91
Tabla 5-7. Flujos de calor de los elementos disipadores del PDP para el caso extremo	92
Tabla 5-8. Recopilación de restricciones para comparación con los resultados obtenidos	94
Tabla 6-1. Potencia gestionada por heat pipes tradicionales [15]	98
Tabla 6-2. Potencia gestionada por heat pipes de nueva generación [15]	98



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1-1. Avión de los hermanos Wright (1903) [1]	1
Figura 1-2. Bleriot XI (1909) [1]	2
Figura 1-3. Monoplano Fokker E.I (1913) [1]	2
Figura 1-4. Biplano Sopwith Camel (1916) [1]	2
Figura 1-5. Primer avión metálico Funker F13 (1920) [1]	2
Figura 1-6. Comparativa del Boeing 707 (años 50) vs Airbus A340 (años 90) [1]	3
Figura 1-7. Configuración del Air Data System (ADS) [2]	4
Figura 1-8. Evolución Potencia vs MTOW (Tn) [2]	5
Figura 1-9. Evolución Hidráulicos/Mecánicos [2]	5
Figura 1-10. Generación de corriente continua [2]	5
Figura 1-11. EHA vs EMA [2]	6
Figura 2-1. Relé de estado sólido (SSS) de 3V a 240V [6]	9
Figura 2-2. Módulo típico de una PDU vacío con conexiones externas [7]	9
Figura 2-3. Panel de Distribución de Potencia [7]	10
Figura 2-4. Sistema de Refrigeración de un PDU tradicional [8]	10
Figura 2-5. Ubicación del PDP en la aeronave [10]	12
Figura 2-6. Alzado realista de la PDP [8]	13
Figura 2-7. Alzado esquemático de la PDP [8]	13
Figura 2-8. Modelo 3D en CATIA de la PDP y su entorno	13
Figura 3-1. Coeficiente de película en una placa plana en función de la velocidad [11]	19
Figura 3-2. Coeficiente de película en un cilindro en función de la velocidad [11]	20
Figura 3-3. Planta del sistema de refrigeración de la aviónica de un caza [12]	21
Figura 3-4. Esquema aletas [11]	23
Figura 3-5. Balance de energía en aletas [11]	23
Figura 3-6. Solución exacta vs aproximada respecto mL [11]	24
Figura 3-7. Evolución de la temperatura adimensional a lo largo de la aleta respecto mL [11]	24
Figura 3-8. Eficiencia de aletas cónicas [11]	24
Figura 3-9- Tipos de aletas: a) rectangulares, b) cónicas, c) triangulares, d) espina [11]	25
Figura 3-10. Funcionamiento de una heat pipe [14]	27
Figura 3-11. Heat pipes con aletas [15]	28
Figura 3-12. Análisis en CFD de heat pipes con aletas [15]	28
Figura 3-13. Esquemático del modelo de resistencias de una heat pipe	28
Figura 3-14. Esquemático simplificado del modelo de resistencias de una heat pipe	29

Figura 3-15. Volumen de control para equilibrio energético	31
Figura 3-16. Geometría de las heat pipes	32
Figura 3-17. Límites de potencia para una heat pipe de sodio [17]	34
Figura 3-18. Evolución temporal de la temperatura en las heat pipes diseñadas	35
Figura 3-19. Curva de ebullición para agua saturada a 1 atm de Nukiyama (1934) [18]	36
Figura 3-20. Régimen de ebullición para agua saturada a 1 atm [18]	36
Figura 3-21. Sistema de refrigeración con dieléctrico de evaporación simple [21]	40
Figura 3-22. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensador externo [21]	40
Figura 3-23. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensador interno [21]	41
Figura 3-24. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensador sumergido [21]	41
Figura 3-25. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensadores en las paredes [21]	42
Figura 3-26. $\nu$ T del Novec 7700 [20]	44
Figura 3-27. $\rho$ IT del Novec 7700 [20]	44
Figura 3-28. kT del Novec 7700 [20]	44
Figura 3-29. CpT del Novec 7700 [20]	44
Figura 4-1. Simplificación de la geometría	46
Figura 4-2. Geometría simplificada del sistema de refrigeración con heat pipes	47
Figura 4-3. Geometría simplificada del sistema de refrigeración con condensador sumergido	47
Figura 4-4. Esquema del entorno de la PDU	48
Figura 4-5. Ejemplo del dieléctrico (heat pipes)	48
Figura 4-6. Comportamiento de un motor con el cambio de altura de vuelo [22]	49
Figura 4-7. Evolución de la densidad con la altura: ISA vs sangrado de motor	50
Figura 4-8. Evolución de la presión con la altura: ISA vs sangrado de motor	50
Figura 4-9. Evolución de la temperatura con la altura: ISA vs sangrado de motor	50
Figura 4-10. Geometría importada a Design Modeler	53
Figura 4-11. Geometría importada: vista transparente	53
Figura 4-12. Geometría importada a Design Modeler	53
Figura 4-13. Geometría importada: vista transparente	53
Figura 4-14. Vista de la malla en el plano de simetría para la configuración de condensador sumergido	54
Figura 4-15. Vista de la malla en el plano de simetría para la configuración de paredes refrigeradas	55
Figura 4-16. Calidad de los elementos de la malla con condensador sumergido	55
Figura 4-17. Ortogonalidad de los elementos de la malla con condensador sumergido	55
Figura 4-18. Asimetría de los elementos de la malla con condensador sumergido	55
Figura 4-19. Relación de aspecto de los elementos de la malla con condensador sumergido	56
Figura 4-20. Calidad de los elementos de la malla con paredes refrigeradas	56
Figura 4-21. Ortogonalidad de los elementos de la malla con paredes refrigeradas	56
Figura 4-22. Asimetría de los elementos de la malla con paredes refrigeradas	56
Figura 4-23. Relación de aspecto de los elementos de la malla con paredes refrigeradas	56
Figura 4-24. Distribución de T [K] de la electrónica	59
Figura 4-25. Distribución de T [K] del plano de simetría	59



Figura 4-26. Distribución T [K] general	59
Figura 4-27. Distribución P [Pa] zona gas	59
Figura 4-28. Distribución de T [K] de la electrónica	59
Figura 4-29. Distribución de T [K] del plano de simetría	59
Figura 4-30. Distribución T [K] general	60
Figura 4-31. Distribución P [Pa] zona gas	60
Figura 4-32. Distribución de T [K] de la electrónica	60
Figura 4-33. Distribución de T [K] del plano de simetría	60
Figura 4-34. Distribución T [K] de la carcasa	60
Figura 4-35. Distribución P [Pa] zona gas	60
Figura 4-36. Distribución de T [K] de la electrónica	61
Figura 4-37. Distribución de T [K] del plano de simetría	61
Figura 4-38. Distribución T [K] de la carcasa	61
Figura 4-39. Distribución P [Pa] zona gas	61
Figura 4-40. Distribución de T [K] de la electrónica	61
Figura 4-41. Distribución de T [K] del plano de simetría	61
Figura 4-42. Distribución T [K] general	62
Figura 4-43. Distribución P [Pa] zona gas	62
Figura 4-44. Distribución de T [K] de la electrónica	62
Figura 4-45. Distribución de T [K] del plano de simetría	62
Figura 4-46. Distribución T [K] general	62
Figura 4-47. Distribución P [Pa] zona gas	62
Figura 4-48. Distribución de T [K] del PCB	63
Figura 4-49. Distribución de T [K] de componentes	63
Figura 4-50. Distribución T [K] de la carcasa	63
Figura 4-51. Distribución P [Pa] zona gas	63
Figura 4-52. Distribución general de la T [K]	64
Figura 4-53. Distribución de T [K] del PCB	64
Figura 4-54. Distribución de T [K] de componentes	64
Figura 4-55. Distribución T [K] de la carcasa	64
Figura 4-56. Distribución P [Pa] zona gas	64
Figura 4-57. Distribución general de la T [K]	64
Figura 4-58. Distribución de T [K] del PCB	65
Figura 4-59. Distribución de T [K] de componentes	65
Figura 4-60. Distribución T [K] de la carcasa	65
Figura 4-61. Distribución P [Pa] zona gas	65
Figura 4-62. Distribución general de la T [K]	65
Figura 4-63. Distribución de T [K] del PCB	66
Figura 4-64. Distribución de T [K] de componentes	66
Figura 4-65. Distribución T [K] de la carcasa	66

Figura 4-66. Distribución P [Pa] zona gas	66
Figura 4-67. Distribución general de la T [K]	66
Figura 4-68. Distribución de T [K] del PCB	67
Figura 4-69. Distribución de T [K] de componentes	67
Figura 4-70. Distribución T [K] de la carcasa	67
Figura 4-71. Distribución P [Pa] zona gas	67
Figura 4-72. Distribución general de la T [K]	67
Figura 4-73. Distribución de T [K] del PCB	68
Figura 4-74. Distribución de T [K] de componentes	68
Figura 4-75. Distribución T [K] de la carcasa	68
Figura 4-76. Distribución P [Pa] zona gas	68
Figura 4-77. Distribución general de la T [K]	68
Figura 4-78. Distribución de T [K] del PCB	70
Figura 4-79. Distribución de T [K] de componentes	69
Figura 4-80. Distribución T [K] de la carcasa	70
Figura 4-81. Distribución P [Pa] zona gas	70
Figura 4-82. Distribución general de la T [K]	70
Figura 4-83. Caso límite: Fracción volumétrica de gas	71
Figura 4-84. Caso base: Fracción volumétrica de gas	71
Figura 5-1. Modelado de la geometría	72
Figura 5-2. Comportamiento de las heat pipes según orientación relativa con la gravedad [15]	73
Figura 5-3. Evolución diseño final heat pipes	73
Figura 5-4. Visión del interior de la carcasa	74
Figura 5-5. Esquema del entorno de la PDU	75
Figura 5-6. Dieléctrico y aire (t=0s)	75
Figura 5-7. Geometría importada a Design Modeler	78
Figura 5-8. Geometría importada: vista transparente	78
Figura 5-9. Vista del plano medio de la malla 1	79
Figura 5-10. Zoom del plano medio de la malla 1	79
Figura 5-11. Vista del plano medio de la malla 2	80
Figura 5-12. Zoom del plano medio de la malla 2	80
Figura 5-13. Calidad de los elementos de la malla para el análisis en profundidad	80
Figura 5-14. Ortogonalidad de los elementos de la malla para el análisis en profundidad	81
Figura 5-15. Asimetría de los elementos de la malla para el análisis en profundidad	81
Figura 5-16. Relación de aspecto de los elementos del mallado inicial con inflatio	81
Figura 5-17. Residuos para un time step de gran exigencia de residuos	85
Figura 5-18. Distribución de T [K] en la carcasa	85
Figura 5-19. Distribución de T [K] en las heat pipes	85
Figura 5-20. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	86
Figura 5-21. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	86

Figura 5-22. Fase líquida en el plano intermedio	86
Figura 5-23. Isosuperficie de fase líquida al 75%	86
Figura 5-24. Distribución de T [K] en la carcasa	86
Figura 5-25. Distribución de T [K] en las heat pipes	86
Figura 5-26. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	87
Figura 5-27. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	87
Figura 5-28. Fase líquida en el plano intermedio	87
Figura 5-29. Isosuperficie de fase líquida al 75%	87
Figura 5-30. Distribución de T [K] en la carcasa	87
Figura 5-31. Distribución de T [K] en las heat pipes	87
Figura 5-32. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	88
Figura 5-33. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	88
Figura 5-34. Fase líquida en el plano intermedio	88
Figura 5-35. Isosuperficie de fase líquida al 75%	88
Figura 5-36. Distribución de T [K] en la carcasa	88
Figura 5-37. Distribución de T [K] en las heat pipes	88
Figura 5-38. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	89
Figura 5-39. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	89
Figura 5-40. Fase líquida en el plano intermedio	89
Figura 5-41. Isosuperficie de fase líquida al 75%	89
Figura 5-42. Distribución de T [K] en la carcasa	89
Figura 5-43. Distribución de T [K] en las heat pipes	89
Figura 5-44. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	90
Figura 5-45. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	90
Figura 5-46. Fase líquida en el plano intermedio	90
Figura 5-47. Isosuperficie de fase líquida al 75%	90
Figura 5-48. Distribución de T [K] en la carcasa	90
Figura 5-49. Distribución de T [K] en las heat pipes	90
Figura 5-50. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	91
Figura 5-51. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	91
Figura 5-52. Fase líquida en el plano intermedio	91
Figura 5-53. Isosuperficie de fase líquida al 75%	91
Figura 5-54. Distribución de T [K] en la carcasa	92
Figura 5-55. Distribución de T [K] en las heat pipes	92
Figura 5-56. Distribución T [K] en los elementos electrónicos	93
Figura 5-57. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel	93
Figura 5-58. Fase líquida en el plano intermedio	93
Figura 5-59. Isosuperficie de fase líquida al 75%	93
Figura 5-60. Fase líquida en el plano de simetría según el análisis preliminar	93
Figura 6-1. Comparación del comportamiento de las diferentes tecnologías aplicadas al PDP	95

Figura 6-2. Distribución T [°C] a 0 m para refrigeración tradicional [8]	96
Figura 6-3. Distribución T [K] a 0 m para los límites de la refrigeración alternativa	96
Figura 6-4. Distribución T [cualitativo] a 1000 m para refrigeración tradicional [8]	96
Figura 6-5. Distribución T [K] a 0 m para los límites de la refrigeración alternativa	96
Figura 6-6. Potencia vs $\Delta T$ en heat pipes tradicionales [15]	98
Figura 6-7. Potencia vs $\Delta T$ en heat pipes de nueva generación [15]	98
Figura 6-8. Isosuperficie de fase líquida al 50% en el caso extremo para cobertura total de la electrónica	99
Figura 6-9. Distribución T[K] de la carcasa en el caso extremo remarcando el máximo en la zona de los diodos	99

# 1 INTRODUCCIÓN

---

*La felicidad consiste en unir el principio con el fin.*

*- Pitágoras -*

La historia de la aviación comienza en el año 1903 con el primer vuelo propulsado de los hermanos Wright de tan solo 12 segundos y 36 metros de alcance. A lo largo de poco más de un siglo, la aeronáutica ha experimentado unos avances enormes donde se ha pasado a tener modelos de avión como el Boeing 777 con más de 14 horas de autonomía o el “Blackbird” con una velocidad punta de Mach 3.3, es decir, se ha multiplicado más de 4000 veces la autonomía y más de 300 la velocidad, pero ¿cómo se ha hecho? ¿En qué punto estamos actualmente? ¿Cuáles son los retos a los que nos enfrentamos en el sector aeronáutico?

## 1.1. Historia de la aviación

La primera aeronave de la historia (Figura 1-1) es diseñada por los hermanos Wright en 1903. Se trata de un diseño básico de avión basado en la fuerza del piloto para su control, con vago conocimiento de la aerodinámica y de madera. A pesar de esto, establece las bases de lo que serían las aeronaves en los primeros pasos de la aviación, se trataba de:

- Un avión biplano con configuración canard
- Uso de hélices para su propulsión
- Superficies móviles abisagradas inexistentes (flaps, timón de profundidad...) lo que resolvían mediante variación de la curvatura de las alas
- Uso de la madera como material estructural básico, del acero para rigidizarla a través de cables que unían esquinas para evitar descuadres (riostras) y de tela para el recubrimiento.

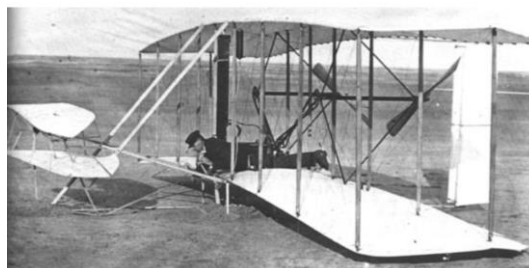


Figura 1-1. Avión de los hermanos Wright (1903) [1]

La evolución natural en la aviación dio lugar a eliminar material y reducir peso, pasando así al desarrollo de los monoplanos basados en el Bleriot XI (Figura 1-2). El número de riostras se vio disminuido, lo que inconscientemente mejoró el comportamiento aerodinámico, y cambiaron su función de rigidizar marcos y estructuras a soportar los mayores momentos flectores al tener una única ala.



Figura 1-2. Bleriot XI (1909) [1]

Durante la Primera Guerra Mundial, la aviación se ve revolucionada: aparecen las estructuras monocasco que permiten mejorar notablemente las prestaciones de los aviones militares en los cuales convivirán ambos modelos anteriores gracias a este gran avance. A pesar de ello, los materiales se siguen limitando a madera y tela y todo el control de las actuaciones sigue dependiendo exclusivamente de la fuerza del piloto (limitante en el desarrollo y capacidades). Además, las estructuras más resistentes permiten prescindir de las riostras dando lugar a aviones más eficientes tanto monoplanos como biplanos.



Figura 1-3. Monoplano Fokker E.I (1913) [1]



Figura 1-4. Biplano Sopwith Camel (1916) [1]

El siguiente salto tecnológico se da en la década de los 20; se acaba el reinado de los biplanos de la Primera Guerra Mundial por la inclusión de materiales metálicos que permitieron resistir mayores cargas aerodinámicas y mejorar así las prestaciones de las aeronaves:



Figura 1-5. Primer avión metálico Junker F13 (1920) [1]

En apenas 20 años, se tienen aeronaves que, a simple vista, podrían encajar perfectamente con modelos de avionetas actuales (Figura 1-5).

En la década de los 30, aparecen las estructuras semimonocasco, que dan el último gran salto de calidad estructural permitiendo incluir flaps y tren retráctil (Boeing 247 en 1933), elevar el techo de vuelo presurizando aviones (Boeing 307 en 1938) ... Llegando a la optimización estructural de las aeroestructuras semimonocasco en los años 50:

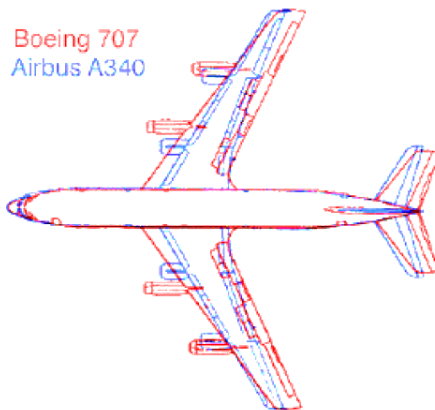


Figura 1-6. Comparativa del Boeing 707 (años 50) vs Airbus A340 (años 90) [1]

En los últimos 60-70 años los avances a nivel estructural han sido mínimos y a primera vista se podría llegar a pensar que el desarrollo en la aviación ha sido extremadamente pobre, pero esto no ha sido así, se ha cambiado el enfoque de las fuerzas del desarrollo pasando al desarrollo e implementación de la aviónica.

## 1.2. Evolución histórica de la aviónica

La aviónica es la aplicación de la electrónica a la aviación dando lugar al desarrollo e implementación de sistemas electrónicos en aeronaves y su extensión a satélites artificiales, misiles, transbordadores, naves espaciales...

La primera vez que se comienza a plantear la utilidad de circuitos electrónicos y la programación es en los años 30, con el primer sistema de asistencia al piloto en el Boeing 347 (1933), que sienta las bases de los pilotos automáticos que se desarrollan hoy en día.

Fue en la Segunda Guerra Mundial la que dio lugar a los siguientes grandes avances tecnológicos: la aparición de los primeros radares y el desarrollo de los primeros motores a reacción. Estos permitieron construir aviones militares de mayores dimensiones con requerimientos eléctricos de importancia notable. Estos avances se verían trasladados en la etapa postguerra a la aviación civil.

En el principio de los 50, aparecería el transistor en la aeronáutica y comenzaría la inclusión de la electrónica analógica en aviones llegando a tener casos de convivencia de ambas tecnologías (arquitecturas híbridas). Sin embargo, estos conceptos y sistemas se desarrollan en un segundo plano hasta el gran estancamiento de la aviación de los años 60 cuando se decide invertir en ellos.

En los años 70 se da el gran salto, comienza la transición a la arquitectura integrada para todos los sistemas de aviónica con el concepto de la modulación. Este aumento en la complejidad de sistemas, el aumento de estos y con una tecnología en desarrollo marca la dirección de la seguridad que se sigue usando hoy en día “Single Fault”, un fallo en un sistema o subsistema no debe recaer en el resto.

La arquitectura integral a base de módulos permite que los principios de seguridad de la aviación se mantengan facilitando además la fiabilidad, el mantenimiento, la economía y la capacidad de procesamiento. Las partes del avión que la conforman son:

- La estructura del avión: base y plataforma para poder montar el resto de los componentes, montar cables, buses, sistemas... El propio diseño de las aeroestructuras se ve condicionado para poder albergar los sistemas y permitir que la comunicación entre diferentes partes de este.
- Sistemas: conjunto de sensores, actuadores y reglas que permiten resolver una o varias funciones necesarias para el funcionamiento de las aeronaves.
- Sensores: dispositivo que permite obtener información del propio avión o del entorno transformando fenómenos físicos en diferencias de voltajes interpretables por el sistema (o sistemas) del que forma parte.
- Actuadores: dispositivos que permiten realizar las acciones necesarias para la correcta operación de la

aeronave, ya sea por órdenes de otros sistemas según la lógica implementada o por las órdenes directas por parte del piloto. Existen de diferentes tipos: mecánicos, hidráulicos, neumáticos o electromecánicos.

- Procesamiento: leyes de actuación y lógica que gobierna el correcto el uso de los datos proporcionados por los sensores y que los sistemas deben implementar a través de los actuadores.
- Energía: se trata realmente del sistema del que depende todo: la creación de electricidad, el transporte, el control, así como el almacenamiento de potencia. Es un sistema crítico pues el es que nutre todo el avión en la arquitectura modular de base eléctrica. Está formado por generadores, baterías, alternadores, cables, APU...

Una vez que las partes son conocidas, es necesario entrar en la modulación y en evitar que se pueda produzcan fallos del sistema completo. Se ejemplifica la necesidad de duplicar módulos de los sistemas con uno de los casos más básicos el Air Data System (ADS):

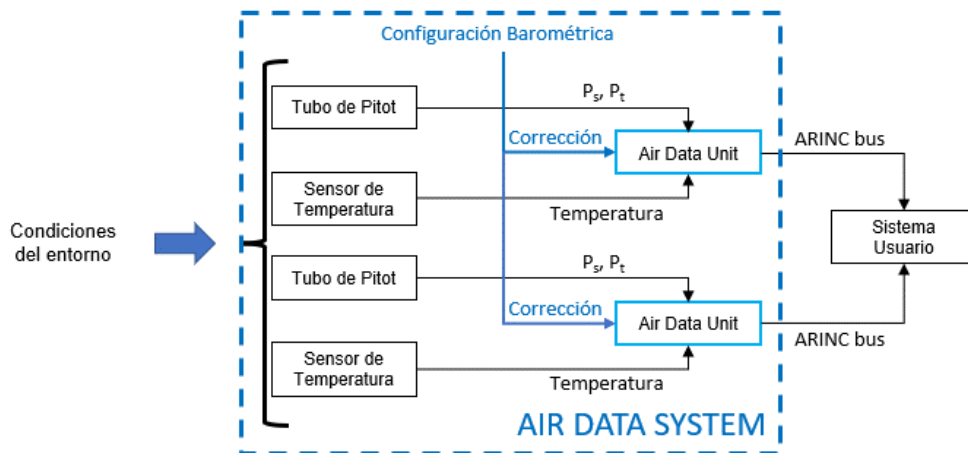


Figura 1-7. Configuración del Air Data System (ADS) [2]

Como se puede observar en la Figura 1-7, los sistemas se basan en la redundancia, lo que provoca que sea necesario un mayor volumen utilizado en las aeronaves y mayor peso, ambos traducidos en sobrecostes.

Actualmente, la industria aeronáutica está en la línea de lo denominado como MEA (More Electrical Aircraft) lo cual tienes sus ventajas, pero también ciertas problemáticas a resolver.

### 1.3. La aviónica en la actualidad: More Electrical Aircraft (MEA)

La filosofía MEA es la tendencia al alza de sustituir consumidores y actuadores mecánicos (neumáticos o hidráulicos) por eléctricos.

Inicialmente, las aeronaves carecían de sistemas eléctricos, más allá del sistema de arranque eléctrico de algunos motores. Con el paso del tiempo, comenzaron a aparecer los primeros sistemas con necesidad de alimentación eléctrica, como la radio (~250VA) o el sistema de luces (~2500VA). Esto no se detuvo aquí, se empezaron a sustituir los actuadores tradicionales por eléctricos hasta que en los 90, se producen grandes mejoras en la electrónica de potencia que habilitan el salto a MEA.

De la mano de MEA, aparece también el concepto “Fly By Wire” (FWB). Los sistemas mecánicos que accionan las superficies de control son intercambiados por electrónica. El piloto a través de los movimientos del mando se vale de una interfaz electrónica para controlar al avión. Estos movimientos son convertidos en señales electrónicas que el Flight Control Computer (FCC) transformará en la respuesta de cómo debe moverse cada actuador asociado a cada superficie de control para cumplir las órdenes del piloto. De esta manera, quedan completamente desligados los esfuerzos que debe hacer el piloto respecto a las actuaciones que le requiere a la aeronave.

Todo esto ha desembocado que en la actualidad las necesidades de energía eléctrica sean muy elevadas debido a la gran cantidad de elementos y subsistemas que la requieren para el correcto funcionamiento del sistema en



conjunto.

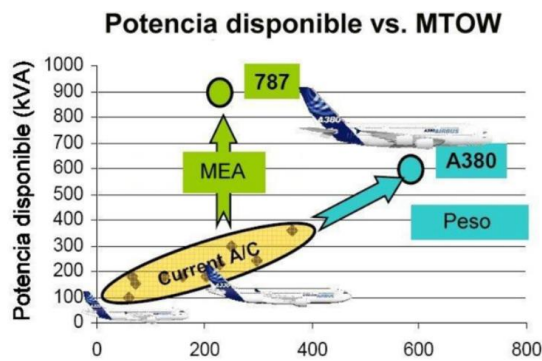


Figura 1-8. Evolución Potencia vs MTOW (Tn) [2]

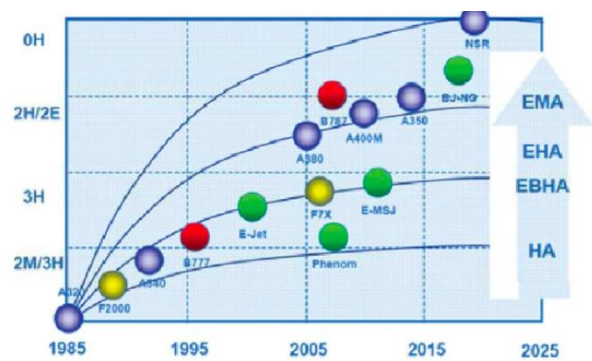


Figura 1-9. Evolución Hidráulicos/Mecánicos [2]

Actualmente, los aviones comerciales invierten en torno al 70% del presupuesto en aviónica (los militares pueden llegar a alcanzar el 80%, por ejemplo, el F-15), y se tiene como objetivo que para 2025 los nuevos diseños sean íntegramente eléctricos (Figura 1-9). Por otro lado, la International Air Transport Association (IATA) marca las directrices de los objetivos, en paralelo a los de la Agenda 2030, para el año 2050 [3]:

- Reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> por pasajero y kilómetro llegando al 75% respecto a las del año 2000 (entre 1980 y 2020 se redujeron un 70%)
- Implantación de motores eléctricos para los tramos de rodadura en pista con el fin de obtener emisiones cero en esta fase de vuelo
- Reducción de un 90% de la emisión de los derivados de la combustión con el nitrógeno (NO<sub>x</sub>) mediante mejora de eficiencia de la combustión de las plantas de potencia
- Reducción de la contaminación acústica un 65% respecto a la del año 2000 (entre 1980 y 2020 se redujeron un 75%).

Para poder cumplir con los objetivos de IATA, se incrementan las demandas del Sistema Eléctrico (ATA 24) por lo que se desarrollan los siguientes cambios: [4]

- Necesidades de suministro: con la electrificación de los sistemas, la demanda de potencia se ha multiplicado por 10 en las últimas décadas. Teniendo en cuenta que la potencia se genera en los motores (su generación es de frecuencia variable) por lo que se necesitan generadores de frecuencia constante (VSCF) que permitan alimentar a todos los consumidores:

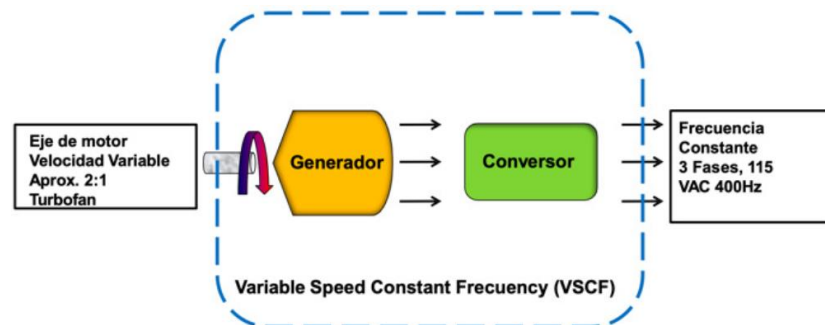


Figura 1-10. Generación de corriente continua [2]

De manera general, a cada motor se le montan 2 generadores de 250kVA con capacidad de salida trifásica (frecuencia variable entre 380-760 Hz, 114V y 400 Hz y continua a 28V). Lo que en un primer lugar supondría un incremento de peso al añadir 4 generadores (en la configuración bimotor típica en aviación civil) termina suponiendo una disminución de peso gracias a la disminución de tuberías, líquido hidráulico para los actuadores...a cambio de un buen diseño de potencia que no dispare el peso que introduce el cableado.

- Arquitectura de distribución: para poder cumplir con las necesidades de los sistemas es necesario una

arquitectura adecuada:

- Generadores de principales: son los que cubren las necesidades de suministro en las situaciones generales de actuación
  - Generadores auxiliares: Ram Air Turbine (RAT) o baterías deben suministrar unos mínimos de potencia para las situaciones de emergencia
  - Convertidores: permiten la adaptación de la potencia recibida en un sistema al formato en el que éste funciona
  - Transporte de energía: los cables permiten el transporte entre puntos del avión, desde los generadores hasta los actuadores
  - Distribución y protección primaria: paneles de potencia que la reciben en bruto y sin transformar y se dedican a la distribuir según las necesidades operacionales (Power Distribution Panel)
  - Distribución y protección secundaria: paneles secundarios que gestionan la potencia recibida y transformada dentro de cada sistema o subsistema del avión.
- **Sustitución de EHA por EMA:** Desaparición de Actuadores Hidráulicos Eléctricos (EHA) en favor de los Actuadores Electro-Mecánicos (EMA) con el fin de evitar el peso extra del hidráulico. Si bien a nivel de peso e integración de los actuadores dentro del entorno eléctrico es un paso hacia delante, hay que resolver ciertas desventajas:
    - Precisión inferior por la holgura entre cada arranque-parada. Para resolverlo se aumenta la electrónica de control
    - Problemas generados si se producen picos de tensión en el motor que pueden dar a atascos en los actuadores. Es necesario implementarlo en la lógica de control e incluir circuit-breakers para la protección frente a subidas de tensión
    - La falta de autolubricación y problemas de fricción dan lugar a la necesidad de sistemas de refrigeración y de control de temperatura.

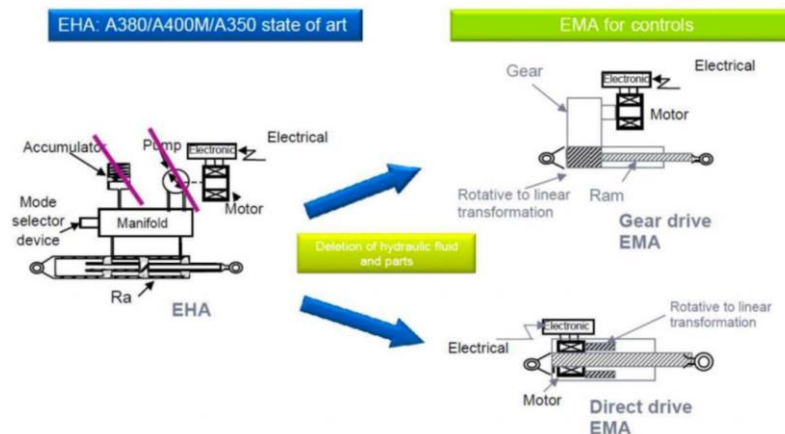


Figura 1-11. EHA vs EMA [2]

Este último punto, es el que da pie al estudio que se realiza en este proyecto: la resolución de los problemas de la generación de calor en un entorno More Electrical Aircraft.

## 1.4. Retos sobre la refrigeración de los sistemas eléctricos

La tendencia a una mayor electrificación de toda la aeronave está dando lugar a tres consecuencias directas:

- **Incremento de la potencia requerida:** cómo se puede apreciar en la Figura 1-8, el crecimiento lineal ente MTOW y la potencia necesaria ha cambiado a uno exponencial; la potencia hidráulica y neumática está siendo sustituida por eléctrica lo que implica que sean necesarios generadores más

potentes, más líneas de distribución de potencia, paneles de distribución de energía más complejos...

- Incremento del número de componentes electrónicos: es evidente que, si las aeronaves se electrifican y se sustituyen elementos mecánicos tradicionales, la electrónica embarcada tiene que crecer para compensarlo. De esta forma, los problemas relativos a ésta también crecen (recordemos los problemas de temperatura de los que se hablaba en Figura 1-11)
- Desarrollo de la aviónica: exigencias mayores e implantación generalizada han dado lugar a una nueva generación de componentes más compacta y potente.

La industria aeronáutica tiene dos grandes pilares en su desarrollo y fabricación: minimizar peso de los sistemas embarcados (mientras menos pese el avión en vacío, mayor carga de pago puede llevar) y la fiabilidad de los sistemas embarcados en un transporte aérea debe ser máxima, de ahí la arquitectura modular y la redundancia de los sistemas críticos. Estos dos puntos entran en conflicto entre sí en el ámbito de aviónica pues aviónica más pequeña, implica mayor disipación de calor que a su vez da problemas de vida útil de los elementos y aumenta los problemas de fiabilidad. Además, el objetivo de MEA tiene el objetivo de concluir en AEA (All Electrical Aircraft) por lo que la potencia demandada por los sistemas irá en aumento.

La evolución de aviónica y resultado es lo que se conoce como un comportamiento emergente del sistema avión. Mediante un proceso de relación entre las diferentes partes de un sistema se obtiene comportamiento que, si bien no es inherente de las partes en sí mismas, aparece por el funcionamiento del conjunto. El aumento de sistemas en un volumen constante donde situarlos, mayores exigencias de potencia y mayor número de componentes dan lugar al gran problema y limitante de la aviónica en la próxima década: la refrigeración en la aviación.

El Boeing 787 es el avión con mayor implementación de MEA con hasta 900 kVA (Figura 1-8) pero usa motores de combustión que en el caso de ser sustituidos por eléctricos deberían dar 516 kW (GEnX-1B [5]) cada uno, unos 800 kVA. El simple hecho de introducir motores eléctricos, lo cual es un objetivo de la industria pero que personalmente veo aún bastante lejos, implicaría aumentar un 200% la carga de trabajo del Power Distribution Panel, sin considerar siquiera el resto de los sistemas que aún siguen sin estar electrificados. Hasta el avión más avanzado debe incrementar la potencia de su aviónica de control y hacer frente a la refrigeración asociada a este incremento.

En este contexto, se establece como línea de investigación el estudio del funcionamiento de otros sistemas de refrigeración alternativos al tradicional (flujo de aire por convección gracias a ventiladores). Para ello, se va a hacer una recapitulación de las opciones existentes para modelarlas en ANSYS Fluent, se va a tener en cuenta el cambio de condiciones de contorno en las que deben trabajar los sistemas con el incremento de altura y se analizarán los resultados teniendo en cuenta que nos encontramos en la industria aeronáutica. El sistema elegido para hacer el estudio es el Power Distribution Panel.

# 2 POWER DISTRIBUTION PANEL

---

*Definir tu propósito es el punto de partida de todo logro.*

*- W. Clemente Stone -*

El Sistema de Distribución de Potencia Primaria (PDS) provee de la potencia principal a los buses de los sistemas, de conectividad eléctrica, transferencia y ejerce las funciones de distribución de las cargas de las aeronaves. Se compone de varias unidades de potencia independientes y en cada una de ellas está conformada por uno o varios Power Distribution Panel, además de limitadores de corriente, “circuit-breakers” y sensores electrónicos para la protección frente a subidas de tensión o a fallos de otros módulos.

## 2.1. Power Distribution System (PDS)

El PDS se trata de un sistema crítico para la operatividad de la aeronave, de ahí la necesidad de diferentes módulos de PDU. Responde a la filosofía de “Fail-Safe” (fallo seguro), que como su propio nombre indica, debe permitir que cualquier fallo en el sistema no dé lugar a fallos catastróficos para la aeronave. Por ello, se tienen los elementos protectores que se mencionaban anteriormente en cada PDU.

Aunque la misión principal del PDS sea asignar las cargas de potencia de las aeronaves, las PDU funcionan con la propia electricidad por lo que no les puede faltar el suministro en ningún momento. Para evitar que esa situación se pueda dar, además de las PDU, el PDS está compuesto por un sistema de baterías o sistema de alimentación alternativo que le permita seguir funcionando total o parcialmente (una o todas las PDUs) dependiendo los posibles fallos de alimentación que se puedan dar. De esta manera, se asegura que, en casos de emergencia, al menos las cargas para los sistemas y buses esenciales podrán seguir operando dentro de los márgenes de seguridad.

## 2.2. Power Distribution Unit (PDU)

Las Unidades de Distribución de Potencial principal (PDU) se componen de varios elementos además de los propios PDP. Como se mencionaba anteriormente, los paneles de distribución deben estar protegidos de las posibles sobrecargas por lo que en cada PDU se tienen los limitadores de corrientes, “circuit-breakers” ... Por otro lado, se necesitan tener elementos de control de corriente para gestionar la distribución de potencia de los sistemas de la aeronave:

- Relés de estado sólido (Solid State Switches, SSS): son interruptores electrónicos que conmutan el paso de la electricidad en componentes, circuitos o sistemas externos al PDP cuando sus terminales de control reciben pequeñas cantidades de corriente.

Se basan en transistores de tipo MOSFET situados en paralelo que permiten al relé el control tanto de corriente continua como alterna y corrientes de hasta 100 amperios. Son la siguiente generación a los relés tradicionales, siendo los SSS completamente eléctricos sin parte mecánicas que se desgasten con el uso y, por ende, con una mayor vida útil. Además, son más compactos, rápidos y fiables frente a cambios de presión, humedad, vibraciones o presencia de otros elementos electrónicos (ni son afectados por campos electromagnéticos inducidos ni los generan) por lo que son ideales en la aviónica embarcada. El mayor problema asociado a su uso es que generación de calor frente a los tradicionales es mayor.



Figura 2-1. Relé de estado sólido (SSS) de 3V a 240V [6]

- Contactos electromecánicos de potencia (Electro-Mechanical Power Contactor, EMPC): Son dispositivos que se utilizan para el control de componentes, circuitos o sistemas cuyo voltaje es muy superior al del PDP pudiendo pasar de decenas de voltios a varios kilovoltios.

Se diseñan de manera que, a diferencia de los relés, puedan ser contactos directos, valga la redundancia, entre la PDU y elemento electrónico que se desee controlar permitiendo así cambios de potencia mucho más rápidos y mayores. De esta manera, cambios de revoluciones repentinas en los motores pueden ser absorbidas por el control de los EMPC sin llegar a bloquearse, sin que salte algún protector de derivación de corriente o similar, que protegería al SSS.

En contraposición, el tamaño de estos contactos es mayor a los relés, pero lo suficientemente pequeños como para que puedan alojarse en tanto dentro como fuera de las PDU, según los requisitos funcionales que tenga la aeronave en cuestión.



Figura 2-2. Módulo típico de una PDU vacío con conexiones externas [7]

Además de los dispositivos que controlan la potencia de los sistemas asociados al PDS, también se tienen los elementos auxiliares en el caso de pérdida de energía en el avión, las baterías internas. Las baterías son componentes eléctricos que funcionan como almacén de energía química que activarse puede ser transformada en energía eléctrica. Se conforman por dos o más celdas electroquímicas de diferentes materiales dependiendo su capacidad, requerimientos...

Este componente no es necesario que exista en todas las PDU pues muchas veces se opta por generadores o baterías de mayor capacidad externas con el fin de que un elemento auxiliar pueda ser utilizado por todas las

unidades. Ese elemento también debe cumplir con el principio de redundancia del sistema crítico.

Además, se tiene al menos un Panel de Distribución de Potencia. A primera vista podría parecer una placa base típica de un ordenador, lo que no está lejos de la realidad porque, grosso modo, es una placa que permite montar diferentes elementos, microcontroladores, switches, contactos... que habilitan el control de la potencia en los diferentes sistemas de aviación.

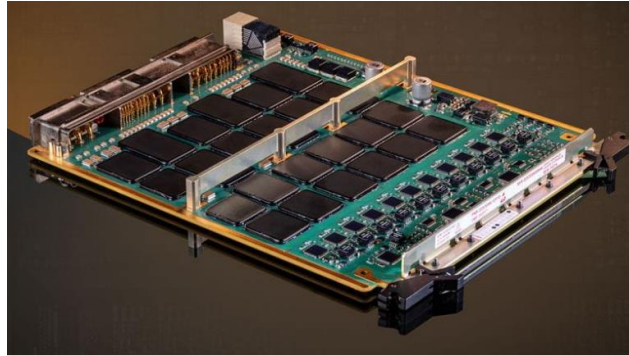


Figura 2-3. Panel de Distribución de Potencia [7]

Por último, y sobre lo que se va a trabajar en este estudio, se encuentra el sistema de refrigeración de la Unidad. Hoy en día, suele tratarse de un sistema por convección mediante un ventilador, que a su vez también está alimentado por electricidad y controlado por el PDS, haciendo analogía a la informática tradicional, se utiliza un sistema de ventilación convencional que podría instalarse en una torre que se dimensiona según el calor generado por la PDU.



Figura 2-4. Sistema de Refrigeración de un PDU tradicional [8]

## 2.2.1 Tipos de PDU

A lo largo del tiempo, los tipos de PDU que se han desarrollado y han evolucionado según lo que han requerido los sistemas y aplicaciones. Todos los diferentes tipos que existen, a pesar de ir mejorando en prestaciones según han ido surgiendo nuevas tecnologías, siguen siendo usados en las aplicaciones que requieran control de potencia, pero las necesidades no exijan la PDU más compleja del mercado. [9]

### 2.2.1.1 PDU's básicas

Las PDU's más básicas son tan simples como una regleta de estar por casa a la que se le implementa un control lógico y a la que se le enchufan directamente los equipos que se desean gobernar. Es una solución simple y barata, por lo que eficiente, para que equipos no excesivamente complejos, pero que con una amplia visión cubre una gran cantidad de aplicaciones dentro de toda la industria ingenieril.

La lógica implementada en las PDU's les permite, si bien siendo básicas, poder ser actualizadas frente a cambios en los sistemas a los que le entregan la energía e incluso mejoradas añadiéndole el hardware necesario para aumentar sus prestaciones.

Este tipo de PDU solo se deben contemplar para el control de sistemas no críticos y en entornos donde se pueda acceder a ellas de manera manual pues no pueden ser ni monitorizadas ni administradas remotamente.

### 2.2.1.2 PDUs con mediciones

Las PDUs monitorizadas permiten un control de la distribución de potencia similar a las básicas optimizando su uso y protegiendo a los sistemas conectados de posibles cambios de energía. La principal diferencia es que da la posibilidad de dar datos en tiempo real al usuario a través de pantallas en la propia unidad o a través de interfaces web de cómo se está distribuyendo la energía: factor de potencia, corriente, voltaje...

Al permitir la monitorización directa sobre ellas se pueden controlar disminuciones de rendimiento debido a cambio de condiciones de contorno que modifiquen el comportamiento de los componentes electrónicos. Para ello, se pueden instalar sensores de temperatura, humedad, presión... que darán las métricas al usuario a la vez que los datos relacionados con la distribución de energía. De esta manera, el usuario puede actuar sobre el sistema.

Por último, si las PDUs básicas podían actualizarse a nivel de software y hardware según las necesidades de los sistemas, las monitorizadas también. Como resultado, podría decirse que se tienen PDUs básicas con posibilidad de obtener información remota pero no controlarse a distancia.

### 2.2.1.3 PDUs monitorizadas

La evolución lógica después de la medición a distancia es poder monitorizarlas también, estas son las PDUs monitorizadas. A nivel funcional permiten todas aplicaciones de control, distribución y obtención de datos que las anteriores, pero al poder ser monitorizadas a la distancia se pueden implementar ciertas funciones extras:

- Alertas automatizadas frente a estados que defina un técnico para poder actuar sobre ellas
- Equilibrios de distribución de potencias mejor optimizados porque un técnico puede ajustar los parámetros
- El control ambiental puede conectarse al sistema de control de condiciones climáticas del lugar donde estén instaladas para que las mantenga dentro de un cierto rango dependiendo del estado de la PDU.

Este tipo de PDU resuelve problemas de picos, fluctuaciones o deficiencias en la entrega de energía sin que estas impacten directamente sobre todos los sistemas controlados pues un controlador puede variar y gestionar esta distribución manualmente. Esto hace que se dé el salto a este nivel cuando las necesidades energéticas son superiores a nivel de potencia, requerimientos de eficiencia o a robustez para el sistema.

### 2.2.1.4 PDUs con conmutación

Hoy en día, las PDUs con conmutación son la opción más moderna en cuanto a la distribución de energía de sistemas. Si bien para las monitorizadas se requería de técnicos que pudieran optimizar su funcionamiento, éstas tienen un interfaz usuario que les permite que la administración remota.

La administración remota permite desde la desconexión de la unidad por algún error que se detecte hasta su optimización desde la sala de control, que en el caso de la aviación será la cabina del piloto. Además, en casos de emergencias pueden administrarse y cambiar su configuración de manera total, lo cual es extremadamente útil para que en los casos de pérdida de potencia se puedan conectar las PDUs necesarias con las fuentes de energía alternativas y solo proporcionen energía a los elementos, buses y sistemas esenciales.

Su integración dentro de la aviónica permite que los datos monitorizados sean almacenados para su posterior análisis y poder hacer estudios en profundidad sobre factores de potencia, fluctuaciones... que permitan encontrar tanto errores en el sistema como optimizar la energía eléctrica producida por los generadores. Como se ha podido deducir ya, las PDUs con conmutación son la opción implementada en la industria aeronáutica.

En último lugar, remarcar que estas unidades tienen la robustez de sus predecesoras y que también pueden contar con sensores de condiciones de contorno lo cual es especialmente importante pues la gran cantidad de elementos electrónicos que hay en la bahía de un avión, además de los inherentes cambios de altura en la aviación, pueden dar lugar a condiciones inesperadas, pero monitorizables.

## 2.3. Power Distribution Panel

El panel que se va a estudiar se trata de uno de los múltiples que se podían llegar a instalar en una PDU. De manera genérica, se utilizan los datos de un avión comercial relativo a la configuración de único panel usada en el paper que desarrollan K. Tulasi Padmavathi, A. Vinutha y Ch. Venkata llamado "Thermal Management Study of Avionics Equipment Cooling" [8].

La disposición del equipo se establece en la bahía del avión, cerca del morro y debajo de la cabina del copiloto como se puede observar en la Figura 2-5. Comparte espacio con otros equipos de aviónica, cables, baterías... por lo que la temperatura del entorno se supone superior al exterior por el calor que emiten dichos elementos. Por el contrario, sí se establecen cambios de presión y densidad del aire con respecto a la altitud porque la bahía de aviónica no es una zona asilada y estanca en la aeronave permitiendo así que entre aire a condiciones ambiente.

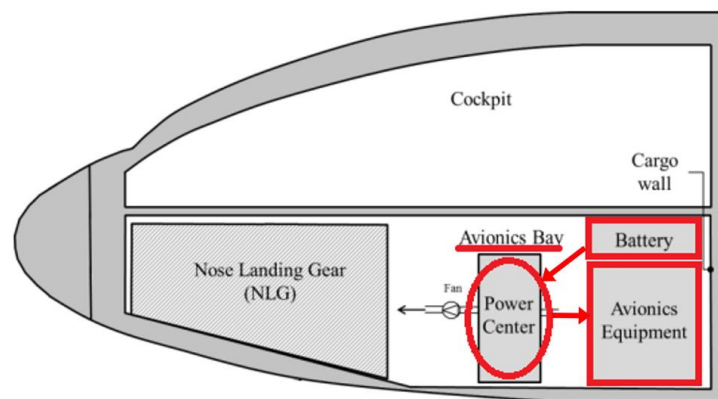


Figura 2-5. Ubicación del PDP en la aeronave [10]

### 2.3.1 PDP a analizar

El panel completo está rodeado de los elementos que forman parte de una PDU como se introducía en 1.3 y 2.2 además de los sensores necesarios para la aplicación de este caso, a modo resumen:

- Power Input Contact: Contacto directo que alimenta de la PDU y es entrada de la energía que se ha de distribuir.
- Power Transfer Contact 1 y 2: Contactos directos de salida de potencia regulada por la PDU
- Back-up Contactor: contacto de reserva ante posibles fallos para los sistemas críticos
- Sensores: miden las condiciones del entorno para su monitorización a distancia
- Power Distribution Panel: circuito impreso (PCB) con los componentes de control asociados
- RCCB: Contacto electromecánico de potencia (EMA) que permite la protección del sistema frente a sobretensiones y la gestión de corrientes continuas y alternas a la vez.
- Back-up RCCB: EMA de reserva ante posibles fallos para los sistemas críticos
- Buses de información: dispositivo físico para el transporte de datos (necesario para la conmutación a distancia)

De manera visual se tienen los esquemas de "Thermal Management Study of Avionics Equipment Cooling":



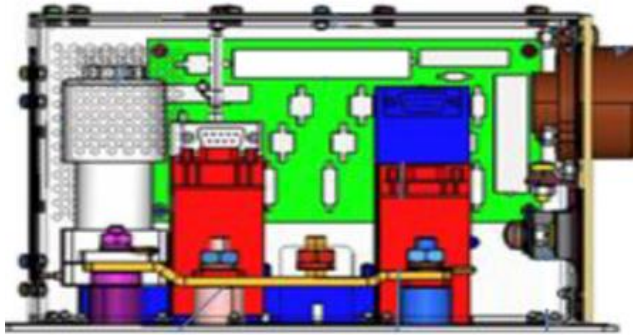


Figura 2-6. Alzado realista de la PDP [8]

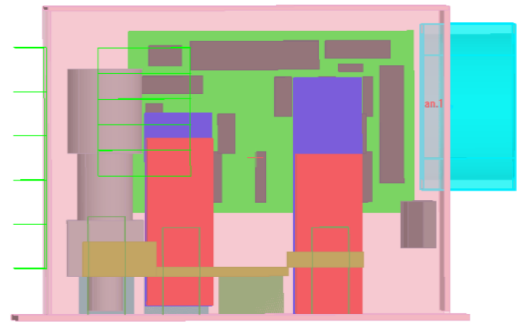


Figura 2-7. Alzado esquemático de la PDP [8]

Estos esquemas deben ser trasladados a CATIA para tener un modelo 3D que se pueda implementar en ANSYS. A continuación, se muestra una visión 3D de los elementos interiores de la PDU que acompañan a la PDP sin la carcasa exterior para poder ser vistos. Además, se añaden los nombres de las partes para que puedan ser identificadas (el ventilador a la derecha tampoco se muestra):

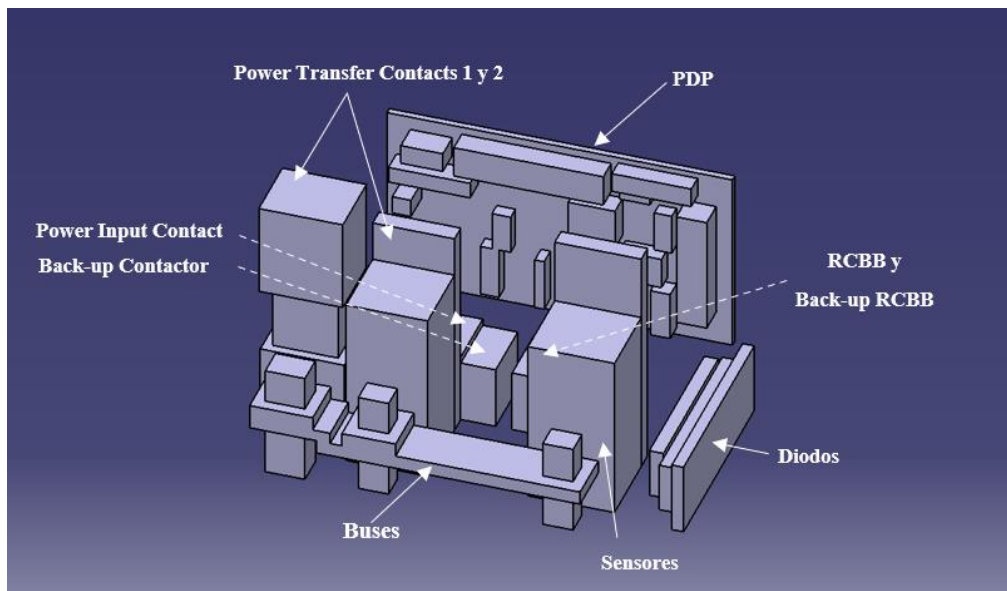


Figura 2-8. Modelo 3D en CATIA de la PDP y su entorno

El equipo completo se sitúa dentro de una carcasa de aluminio de 3 mm de espesor cuyas dimensiones son 210×125×140 mm.

Se consideran el entorno del PDP todos estos elementos electrónicos por lo que son parte del análisis de sistema de refrigeración líquida. A continuación, se detalla el modelo eléctrico asociado a las pérdidas por calor de éstos:

$$\text{Resistencia del elemento (R): Caída de Voltaje/Corriente nominal} \quad (2-1)$$

$$\text{Pérdida del elemento: } R \cdot I^2 \quad (2-2)$$

$$\text{Pérdida por alimentación por cable: } \frac{R \cdot I^2}{2} \quad (2-3)$$

Como se puede observar, se establecen dos fuentes de pérdidas de calor: el efecto Joule por el que la electricidad se transforma en calor en los cables y las pérdidas asociadas al funcionamiento de los componentes electrónicos. Usando estas ecuaciones y las características de los componentes proporcionados en el paper de referencia [8], se obtiene la siguiente distribución de propiedades y pérdidas:

Componente electrónico	Intensidad nominal [A]	Voltaje [V]	Intensidad de trabajo [A]	Caída de Voltaje [V]	Resistencia [ $\Omega$ ]	Pérdidas por calor [W]
Power Input Contactor	500	28	400	0.125	0.0003125	25
Cableado			0.2	28	140	5.6
Power Transfer Contactor 1	400	28	32	0.18	0.005625	2.88
Cableado			0.2	28	140	5.6
Power Transfer Contactor 2	400	28	249	0.18	0.0045	13.95
Cableado			0.2	28	140	5.6
Back-Up Contactor	200	28	0	0.18	0.0009	0
Cableado			0	28	140	0
Diodos	320	400	80	1	0.0125	40
Cableado			-	-	-	0
Back-Up RCBB	500	28	0.065	-	-	0
Cableado			-	-	-	0
Sensor de corriente	800	28	249	0	0	0
Cableado			0.065	28	430.77	1.82
PDP	-	-	-	-	-	25
Total de elementos						106,83
Total de cableado						18,62
Total absoluto						125,45

Tabla 2-1. Pérdidas por calor de los elementos de la PDU

# 3 TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

---

*No entiendes realmente algo a menos que seas capaz de explicárselo a tu abuela.*

*- Albert Einstein -*

**L**os métodos utilizados en la historia de la industria ingenieril para enfriar todo tipo de sistemas han ido evolucionando a lo largo del tiempo.

Inicialmente, se desarrollaron aislantes que permitían separar los equipos del entorno cuando las condiciones que los rodeaban eran incluso más desfavorables que la temperatura del propio equipo. Se está hablando de entornos desérticos, pero tanto los áridos, como el Sahara, que por altas temperaturas podrían deteriorar el comportamiento de los componentes electrónicos, como los árticos, donde en las expediciones a los polos el frío puede estropear los equipos de investigación de los científicos. Dentro de estos aislantes también tenemos caso de aislamientos de elementos especialmente sensibles a altas temperaturas como son las baterías químicas, cuyo método de control de temperatura ha podido resultar en una simple redistribución del entorno para alejarlas de las fuentes de calor.

Posteriormente, se fueron desarrollando sistemas más complejos que son el caso de estudio de este trabajo. Éstos se alejan de los elementos simples que se exponían anteriormente, se tratan por el contrario de métodos más complejos que en vez de evitar que las condiciones de contorno impacten sobre los equipos, tienen como objetivo poder evacuar el calor generado en la zona donde se pretende controlar la temperatura al exterior cuando el calor se genera en la propia zona.

A lo largo de este capítulo se presentarán las cuatro tecnologías más comunes para la refrigeración de componentes electrónicos, se desarrollarán sus funcionamientos, virtudes y problemas y se analizará porqué se utiliza un tipo de tecnología en concreto y las ventajas que podría producir el cambio de otras.

## 3.1. Método tradicional: convección forzada de aire

La transferencia de calor por convección se define como el paso de energía en forma de calor de un lugar a otro a través de la acción del movimiento de un fluido. La transferencia de calor en procesos relativos a líquidos y gases suele ser dominante respecto a otros efectos como la radiación.

El proceso de convección forzada está formado por dos partes: el movimiento natural de los fluidos y el movimiento que se fuerza. Debido a que este segundo factor es varios órdenes superiores al primero se suele hablar de convección forzada y se obvian los cambios de densidad que producen movimientos de los fluidos y, por ende, convección (la conocida como convección “natural”).

Los mecanismos relativos a la convección forzada se centran en dos efectos termodinámicos diferentes:

- **Difusión:** proceso físico reversible consistente en la homogenización de las propiedades fisicoquímicas de uno o varios elementos con propiedades diferentes en contacto directo. Se produce un flujo neto de átomos, moléculas y/o energía desde el área con una concentración superior hacia la de menor con el objetivo de obtener una distribución uniforme. Se crean así los gradientes, en el caso que se estudia aquí, gradientes de temperatura. Este caso al tratarse de un intercambio de temperatura se encuentra controlado por el coeficiente de conductividad térmica del fluido.
- **Transporte de masa:** el movimiento de las moléculas como agregados dan lugar a la transferencia de calor como si de vehículos con energía se trataran que al colisionar produjeran el intercambio de temperatura. Se trata de movimiento de conjuntos de moléculas de líquidos o gases por lo que:
  - Es esperable que los agregados de los líquidos al ser mayores las conexiones entre moléculas, éstos también sean mayores mejorando la transmisibilidad térmica (ver Tabla 3-1). Esta es una de las bases que llevan al desarrollo del Novec 7700.
  - El movimiento de los fluidos si bien siguen las leyes de Navier-Stokes, se tiene cierto movimiento aleatorio (perturbaciones) que dan lugar a que el intercambio de energía se realiza por “superposición” de efectos de los agregados, produciendo gradientes de temperaturas progresivos sin puntos disonantes con su evolución.

Por último, se debe tener en cuenta que el transporte de masa puede variar tanto por variables como la velocidad de movimiento del fluido como por la masa desplazada. Estos dos parámetros son fácilmente manipulables para el desarrollo de los sistemas de refrigeración (ventiladores de diferentes tamaños, por ejemplo)

Los procesos de convección además dependen de la naturaleza del contacto en las diferentes partes, se crea lo que se denomina la interfase. La necesidad del contacto directo entre las partes establece una superficie de contacto donde se llega al equilibrio termodinámico y de la que depende el proceso de convección: el intercambio de energía con las mismas condiciones será diferente con distintas superficies. Por ejemplo, si se tiene un contacto entre un sólido A y un fluido B o si el contacto es entre un sólido A y un fluido C, las propiedades de la interfase serán diferentes y el proceso cambiará.

### 3.1.1 Ecuaciones de la convección

Como se ha mencionado anteriormente, el proceso de convección va asociado a que existan fluidos presentes en el intercambio de energía, es por ello por lo que las ecuaciones que gobiernan dicho proceso son:

$$\text{Ecuación de la continuidad: } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3-1)$$

$$\text{Ecuación de cantidad de movimiento: } \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \times \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{f} + \nabla \cdot \tau \quad (3-2)$$

$$\text{Ecuación de la energía: } \rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) = -\nabla \cdot (p \vec{v}) + \nabla \cdot (\tau' \cdot \vec{v}) + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3-3)$$

Estas ecuaciones pueden ser simplificadas para entender el funcionamiento del proceso de convección. Despreciando algunos términos en base a las siguientes hipótesis se busca obtener el concepto de coeficiente de película:

- **Problema bidimensional.** Se busca disminuir el número de ecuaciones implicadas pero el comportamiento general es similar a como si se estudiara en 3D
- **Régimen permanente.** Los términos dependientes del tiempo desaparecen para estudiar el comportamiento a largo plazo de un sistema sometido a convección donde se terminará alcanzando una estabilidad dentro de un tiempo suficiente.
- **Fluido incompresible.** Dependiendo del tipo de convección puede ser menos o más preciso, pero en el caso que vamos a estudiar es bastante acertado pues cumple la condición  $M_\infty < 0.3$  ( $v_{\text{característica}} < 100$  m/s)
- **Propiedades físicas de los fluidos constantes.** Si bien propiedades como los coeficientes específicos de

calor, la conductividad térmica... cambian con la propia temperatura, para obtener el comportamiento de la convección se podrán analizar como si fueran independientes de ésta.

- Generación interna nula.

Las anteriores ecuaciones se pueden reducir a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3-4)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3-5)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3-6)$$

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (3-7)$$

Y estas dan lugar a la ley de Fourier:

$$dQ = -kdA \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \rightarrow dQ = hdA(T_s - T_f) \quad (3-8)$$

En el coeficiente de película (h) se introducen las propiedades del problema (velocidad y temperatura características, tipo de geometría y movimiento, de qué fluido se trata...) por lo que supone una simplificación del problema para su comprensión. Para poder encontrar su valor es necesario adimensionalizar las ecuaciones (3-4), (3-5), (3-6) y (3-7) y determinar el comportamiento de los fluidos en base de ciertos números adimensionales que serán útiles de cara al análisis numérico:

$$X = \frac{x}{L}; Y = \frac{y}{L}; U = \frac{u}{U_\infty}; V = \frac{v}{U_\infty}; \theta = \frac{T - T_s}{T_f - T_s} \quad (3-9)$$

Con estos cambios de variables se obtiene:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3-10)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{Gr}{Re^2} \theta \cos \gamma - \frac{\partial E_u}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (3-11)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{Gr}{Re^2} \theta \sin \gamma - \frac{\partial E_v}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (3-12)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pe} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) + \frac{E}{Re} \left\{ 2 \left( \frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 \right\} \quad (3-13)$$

De aquí aparecen varios números adimensionales importantes:

- Nusselt: coeficiente de película adimensional que compara convección frente a conducción:

$$Nu = \frac{hL}{k} = \frac{hA\Delta T}{(k/L)A\Delta T} = \frac{\text{Flujo de calor por convección}}{\text{Flujo de calor por conducción}} \quad (3-14)$$

- Reynolds: Se utilizará para estimar el tamaño de la capa límite viscosa debido a que establece la relación entre fuerzas de inercia y viscosas:

$$Re = \frac{\rho U_{\infty} L}{\mu} = \frac{\rho U_{\infty}^2 / L}{\mu U_{\infty} / L^2} = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}} \quad (3-15)$$

En convección forzada determina si el flujo es laminar o turbulento teniendo un impacto directo en el Nusselt que crece cuando el Reynolds disminuye y viceversa

- Grashof: es relevante en problemas de convección libre jugando el papel de Reynolds:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_f)L^3}{\nu^2} = \frac{\text{Fuerzas empuje} \cdot \text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}^2} \quad (3-16)$$

- Prandtl: propiedad física de los fluidos que establece la importancia del transporte de cantidad de movimiento frente a la de energía, clave en los procesos de convección:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{Transporte cantidad de movimiento}}{\text{Transporte de energía}} \quad (3-17)$$

- Euler: presión adimensionalizada que resulta de la comparación de las fuerzas de presión frente inercia:

$$Eu = \frac{p}{\rho U_{\infty}^2} = \frac{p/L}{\rho U_{\infty}^2 / L} = \frac{\text{presión estática}}{\text{presión dinámica}} \quad (3-18)$$

- Peclet: compara el transporte de energía por convección respecto a conducción. Es una variable adimensional que se puede poner como la multiplicación de otras dos:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{U_{\infty} L}{\alpha} = \frac{\rho C_p U_{\infty} A \Delta T}{(k/L) A \Delta T} = \frac{\text{Transporte de energía por convección}}{\text{Transporte de energía por conducción}} \quad (3-19)$$

- Eckert: se asocia a la disipación viscosa relacionando la energía cinética con la entalpía:

$$E = \frac{U_{\infty}^2}{C_p \Delta T} = \frac{\text{Energía cinética}}{\text{Energía entálpica}} \quad (3-20)$$

Estos números adimensionales dan lugar a análisis funcionales que permiten calcular el Nusselt del problema y de ahí al coeficiente de película. Los múltiples casos dan lugar a diversas correlaciones que dependen de las variables que dan lugar a los números adimensionales, pero también de la geometría del problema. Estas correlaciones se encuentran tabuladas dependiendo de las características del problema y a grandes rasgos se pueden obtener ciertos rangos de los valores en problemas de transmisión de calor:

Modo de transferencia de calor	Conductividad térmica [W/m·K]	Coficiente de película [W/m <sup>2</sup> ·K]
Conducción en sólidos	0.10-2000	-
Convección natural en gases	-	5-15
Convección forzada en gases	-	15-250
Convección natural en líquidos	-	50-100
Convección forzada en líquidos	-	100-10000
Líquidos hirviendo	-	5000-100000

Tabla 3-1. Comparativa entre convección en diferentes situaciones y conducción en sólidos [8, 11]

### 3.1.2 Particularización para sistema de refrigeración con ventilador

Si se integra la ecuación (3-8), se tiene que:

$$Q = hA(T_s - T_f) \quad (3-21)$$

El análisis término a término establece que:

- El área (A) es un elemento constante que no se puede cambiar pues el tamaño de los elementos a enfriar tiene una superficie ya definida que limita el intercambio de calor
- La temperatura de la superficie de los elementos ( $T_s$ ) está definida y limita por los requisitos técnicos y temperaturas de funcionamiento de éstos, por lo que tampoco puede cambiar
- La temperatura del fluido que enfría ( $T_f$ ) queda determinada por el punto de sangrado o la fuente del flujo que se utiliza para enfriar, el cual podría llegarse a modificar, pero no resulta práctico en el diseño general de la aeronave
- El calor (Q) a evacuar viene marcado por el funcionamiento de la electrónica por lo que queda fuera de los factores de diseño del sistema de refrigeración.

Queda solo como factor de diseño aumentar el coeficiente de película. En función de la Tabla 3-1, es interesante que se tenga una convección forzada, pues eleva el valor de dicho coeficiente. A continuación, se comprueba que el diseño tradicional e implementado da lugar a dicho tipo de transmisión de calor:

$$\frac{Gr}{Re^2} \sim \frac{g\beta(T_s - T_f)L^3}{\nu^2} / \left(\frac{\rho U_\infty L}{\mu}\right)^2 \sim \frac{9.8 \cdot 0.0037 \cdot 150 \cdot 0.1^3}{(13.3 \cdot 10^{-6})^2} / \left(\frac{1 \cdot 10 \cdot 0.1}{17.2 \cdot 10^{-6}}\right)^2 \sim 0.009 \ll 1 \quad (3-22)$$

$$E \sim \frac{U_\infty^2}{C_p \Delta T} \sim \frac{10^2}{1006 \cdot 150} \sim 0.0007 \ll 1 \quad (3-23)$$

Ambas correlaciones cumplen, lo que implica que aumenta el coeficiente de película del problema. Se ha establecido una velocidad característica mínima del orden de 10 m/s de acuerdo con los datos del paper de referencia. La bibliografía además establece que el incremento de velocidad no actúa de otra forma que no sea en pro de la transferencia de calor como se puede ver en los siguientes ejemplos con diferentes geometrías:

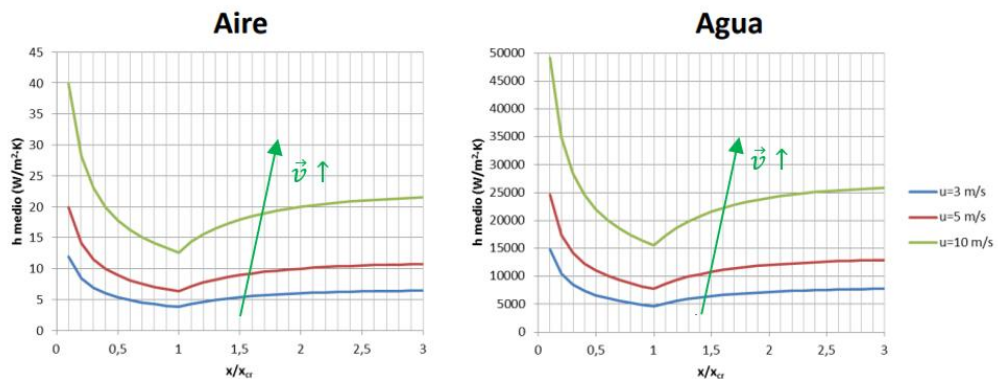


Figura 3-1. Coeficiente de película en una placa plana en función de la velocidad [11]

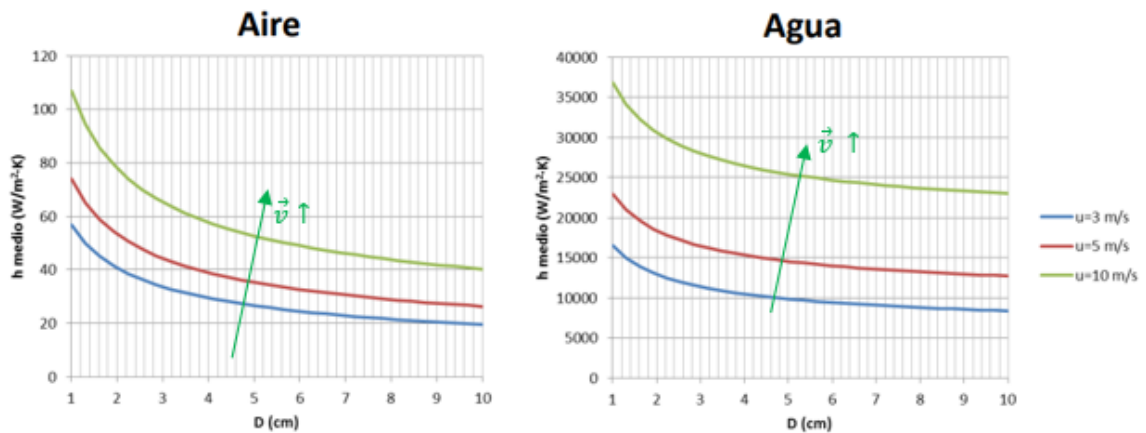


Figura 3-2. Coeficiente de película en un cilindro en función de la velocidad [11]

Resulta interesante destacar que:

- Las gráficas anteriores se han obtenido de forma numérica en Matlab y siguen la tendencia de que, a mayor velocidad, mayor transmisión de calor
- Los valores del coeficiente de película son mayores para el líquido como era de esperar
- Los valores de los coeficientes de películas se encuentran dentro de los valores esperados para procesos de convección forzada de líquido o gas según la Tabla 3-1.

En último lugar, hay que comentar que este tipo de tecnología precisa de un medio físico (gas o líquido) para que actúen los procesos físicos. Es por ello por lo que si cambiamos el punto de mira de la electrónica embarcada en aeronaves a la que se embarca en vehículos espaciales, estos procesos no se podrían dar y se tendrían que exponer otros métodos tradicionales que no forman parte de este trabajo.

### 3.1.3 Sistema de refrigeración mediante aire de sangrado

El sistema de refrigeración además del ventilador que se posiciona en el entorno de la PDP requiere de múltiples elementos que le permitan alimentar dicho ventilador. El aire de alimentación que se utiliza es sangrado de las primeras etapas del compresor por lo que se encuentra a temperatura superior respecto al entorno (del orden de unos 50°C) y a presión. Para su gestión y transporte es necesario:

- Válvulas de control de presión: Permite controlar la presión máxima (aproximadamente 3000 psi) que se carga en el sistema de alimentación de neumática general evitando grandes subidas o bajadas. Además, ayuda a mejorar el rendimiento del motor pues controla el sangrado necesario, pudiéndose disminuir éste cuando los sensores de los múltiples sistemas así lo indiquen.
- Válvulas antirretorno: Son complementarias a las anteriores. Si bien las anteriores controlan la presión, estas controlan el flujo de alimentación impidiendo que éste pueda invertir y volver al compresor o a puntos anteriores, lo que provocaría fallos en el sistema.
- Válvulas reductoras de presión: Son las utilizadas para alimentar a los sistemas, como el de refrigeración, que no requieren grandes presiones de funcionamiento y permiten bajar la presión hasta 1/3 aproximadamente respecto los puntos de sangrado.
- Elementos de limpieza: Se implementan purgadores, filtros, deshumectadores... con el fin de que el aire que se tiene dentro del sistema no tenga partículas externas que formen hielo, atascados...
- Tuberías: Son el medio físico por el cual se transporte el aire.

Viendo los elementos se queda un sistema de alimentación a la refrigeración del PDP como el siguiente:



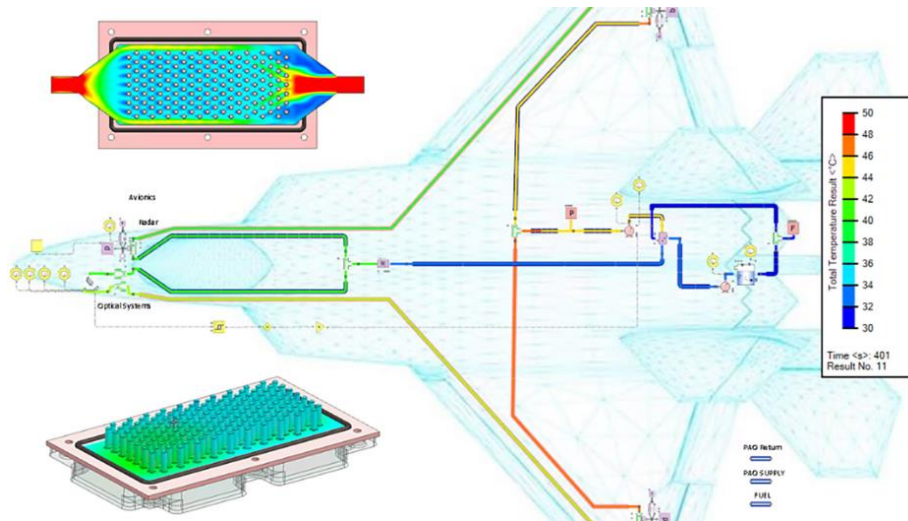


Figura 3-3. Planta del sistema de refrigeración de la aviónica de un caza [12]

Como se puede observar, incluso se añaden dispositivos intermedios que permiten bajar la temperatura del aire sangrado antes de ser utilizada para su refrigeración.

Una vez que se ha visto el sistema completo cabe preguntarse por qué es el método usado tradicionalmente. Pues esto se debe a varias ventajas:

- **Simpleza del funcionamiento.** El proceso de convección se trata de un método ampliamente conocido y bien determinado donde el factor de diseño queda reducido a cuánto flujo de aire necesito y a qué velocidad es necesario inyectarlo en el equipo a refrigerar.
- **Robustez.** Todos los elementos que forman parte del sistema completo se tratan de dispositivos (electro)mecánicos que se conoce su comportamiento, vida útil, rango de trabajo... de manera muy precisa. Además, permite aumentar la robustez debido a la dualidad de tuberías, bombas... que se pueden implementar fácilmente en el circuito.
- **Validación.** Después tantas décadas, se trata de un sistema validado, con tests y pruebas funcionales claras en términos de normativa que facilitan el diseño de nuevos sistemas con este tipo de tecnología.

Aunque los tres pilares donde se sustenta la refrigeración por convección comparten las bases de la industria aeronáutica (fiabilidad y validación), también tienen ciertas limitaciones o desventajas que empujan al estudio sobre posibles alternativas:

- **Uso de gas.** Como se puede ver en la Tabla 3-1, se trata segundo proceso físico de evacuación de calor con menor potencial de extracción debido al propio uso del gas. Esto produce una limitación física de cuánto calor puede producir la aviónica a enfriar (limitación de tecnologías con más potencia)
- **Dependencia eléctrica.** Se trata de un sistema con elementos electrónicos que deben ser alimentados y controlados por la propia aviónica del avión, por lo que aumenta la potencia requerida por el avión, retroalimentando así la cantidad de potencia que debe refrigerar
- **Elementos pesados.** Si bien el uso del gas da lugar a no llevar carga extra, solo las tuberías necesarias para la alimentación de la refrigeración de la aviónica en un caza (Figura 3-3), que tiene un tamaño muy reducido respecto a un avión comercial, suponen varias decenas de metros y del orden de 10-20 bombas implicadas en el control del flujo de aire.

### 3.2. Método tradicional: aletas

Las aletas son un método de mejora de transmisión de calor tradicional utilizado cuando la refrigeración por convección da lugar a coeficientes de transmisión de calor que no son suficientes para el caso de diseño. Las aletas permitirán que ese coeficiente sea incrementado y facilite así el intercambio de calor. De manera general se pueden definir como:

**Definición (Aletas):** superficies que aceleran el enfriamiento de la superficie donde se sitúan combinando la conducción y la convección en sus paredes. El calor además de fluir a lo largo de una aleta por conducción también fluye a través de las paredes ayudando así al intercambio de calor a través de un proceso de convección

Se ha de tener en cuenta que su uso supone un costo, peso y complejidad adicional en el sistema por lo que se debe valorar su implementación. Cuando el sistema en cuestión tenga la mayor resistencia térmica en el intercambio de calor por convección en la superficie donde potencialmente se puedan implementar las aletas, habrá que considerar los pros y contras de estas. En el caso en el que la transmisión se vea limitada en otro proceso de intercambio de calor, no se considerará ni siquiera su uso pues no mejorará el comportamiento del sistema.

### 3.2.1 Funcionamiento de las heat pipes. Modelo matemático aproximado

Las aletas basan la idea de aumentar el calor a transmitir en los dos conceptos más básicos que se tienen en la ciencia de la Transmisión de Calor: incrementar coeficiente de película y superficie de contacto como en (3-21):

$$Q = hA\Delta T \quad (3-24)$$

En un sistema de refrigeración se tienen impuestos los límites de temperatura según el rango de trabajo de este por lo que en el diseño habrá que variar los parámetros que determinan el comportamiento de las aletas para respetar estos límites.

Para obtener un modelo aproximado del comportamiento y para el diseño en estos límites se tiene en cuenta que:

- Pared donde se instalan las heat pipes se considera plana y a una temperatura  $T_p$
- Las aletas son de dimensiones  $L \times b \times \delta$  donde:
  - $L$  = Longitud en perpendicular a la pared
  - $b$  = Longitud en dirección transversal (puede tomarse como 1 y resolverse por unidad de longitud)
  - $\delta$  = Espesor de la aleta
- La temperatura del ambiente es  $T_\infty$
- La distribución de temperatura tridimensional  $T(x, y, z)$  se tratará como unidimensional  $T(x)$ :
  - Gradiente en dirección  $z$  despreciable por hipótesis:  $\partial T / \partial z = 0$
  - Espesor pequeño:  $\delta \ll L, b$ , lo que implica que la resistencia en el espesor es despreciable por lo que no existe gradiente de temperatura en  $y$   $\partial T / \partial y = 0$
- Régimen permanente
- Propiedades constantes del ambiente y aletas
- Coeficiente de película constante y único

Esto da lugar a que el equilibrio de las aletas se deba realizar con un balance de energía en  $dx$  en vez de usar la ecuación general del calor. Se tendrá conducción a lo largo de la dirección transversal y convección a través de las paredes laterales:

$$Q_x = Q_{x+dx} + Q_{conv} \quad (3-25)$$

$$-k \frac{d}{dx} \left( A(x) \frac{dT(x)}{dx} \right) + h \frac{da(x)}{dx} (T(x) - T_\infty) = 0 \quad (3-26)$$

El equilibrio se da de acuerdo con el siguiente esquema auxiliar:

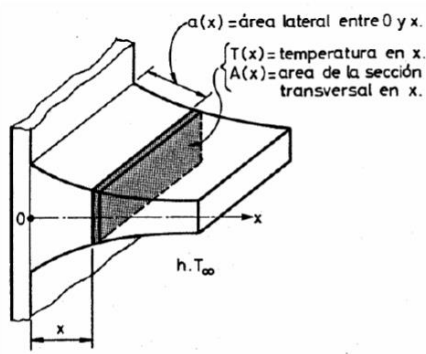


Figura 3-4. Esquema aletas [11]

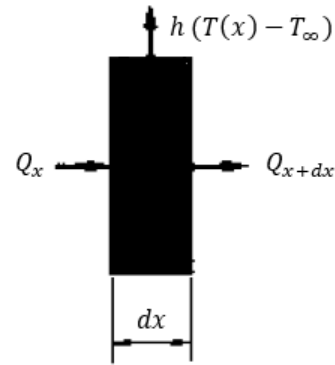


Figura 3-5. Balance de energía en aletas [11]

Si a la ecuación diferencial anterior se le añaden las siguientes condiciones de contorno:

- $x = 0 \rightarrow T = T_p$
- $x = L \rightarrow -k \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} = h[T(L) - T_p]$

Se puede llegar a obtener una ecuación adimensional con solución numérica exacta para el caso donde  $A(x)=A$  (y  $P(x)=P$  es el perímetro)

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} - m^2 L^2 \theta = 0 \quad (3-27)$$

$$X = \frac{x}{L}; \theta = \frac{T - T_\infty}{T_p - T_\infty}; m^2 = \frac{hP}{kA} \quad (3-28)$$

También se transforman las condiciones de contorno para que se puedan implementar en el modelo adimensionalizado:

$$\begin{aligned} X = 0 &\rightarrow \theta = 1 \\ X = 1 &\rightarrow \frac{d\theta}{dX} \Big|_{X=1} = -\frac{hL}{k} \theta(L) \end{aligned} \quad (3-29)$$

Y se concluyen con 3 soluciones dependiendo la exactitud que se precise y la agilidad para el diseño que se desee tener:

$$\text{Solución exacta: } \theta(x) = \frac{\cosh[mL(1-X)] + \frac{h}{mk} \sinh[mL(1-X)]}{\cosh(mL) + \frac{h}{mk} \sinh(mL)} \quad (3-30)$$

$$Q = kAm(T_p - T_\infty) \frac{\sinh(mL) + \frac{h}{mk} \cosh(mL)}{\cosh(mL) + \frac{h}{mk} \sinh(mL)}$$

$$\text{Solución aproximada (extremo aislado): } \theta(x) = \frac{\cosh[mL(1-X)]}{\cosh(mL)} \quad (3-31)$$

$$Q = kAm(T_p - T_\infty) \operatorname{tgh}(mL)$$

$$\text{Solución aproximada (longitud corregida): } \theta(x) = \frac{\cosh[mL_c(1-X)]}{\cosh(mL_c)} \quad (3-32)$$

$$Q = kAm(T_p - T_\infty)tgh(mL_c)$$

$$\text{Donde } L_c = L + \frac{\delta}{2} \text{ con validez } \frac{h\delta}{2k} < \frac{1}{4}$$

El modelo de aproximación con longitud corregida será el más útil pues la aproximación es muy cerca a la exacta dentro de los parámetros de diseños típicos:

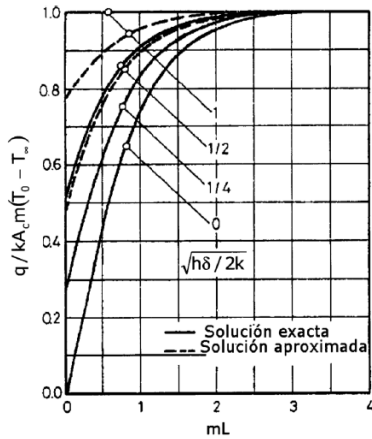


Figura 3-6. Solución exacta vs aproximada respecto mL [11]

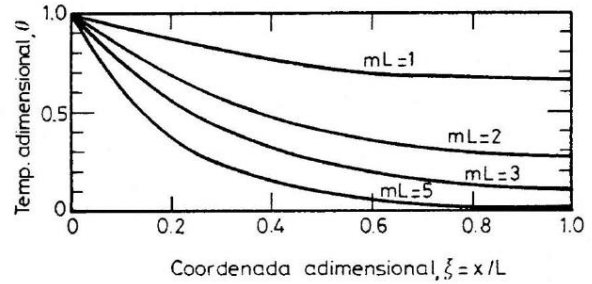


Figura 3-7. Evolución de la temperatura adimensional a lo largo de la aleta respecto mL [11]

Como se puede ver en la Figura 3-6. Solución exacta vs aproximada respecto mL, el flujo de calor aumenta hasta mL=3. Esto es coherente con el comportamiento mostrado en la Figura 3-7 donde se ve que el  $\theta \rightarrow 0$  para mL = 5, es decir, aletas con mayor tamaño que impliquen el crecimiento del parámetro de diseño mL no mejoran el comportamiento de estas, pero sí provocarán que aumente el peso y el coste asociado a su diseño.

Para poder determinar de manera cuantitativa la eficiencia de una aleta se tiene el parámetro “eficiencia global” que se define como el calor que transmite el conjunto de aletas respecto a cuando este se encontrase a la temperatura máxima de la base (caso aletas rectas rectangulares):

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{tgh(mL_c)}{mL_c} \quad (3-33)$$

Como se puede comprobar en la siguiente gráfica, el rendimiento de las aletas cae drásticamente a partir de mL~1 (caso de aletas rectas cónicas o radiales):

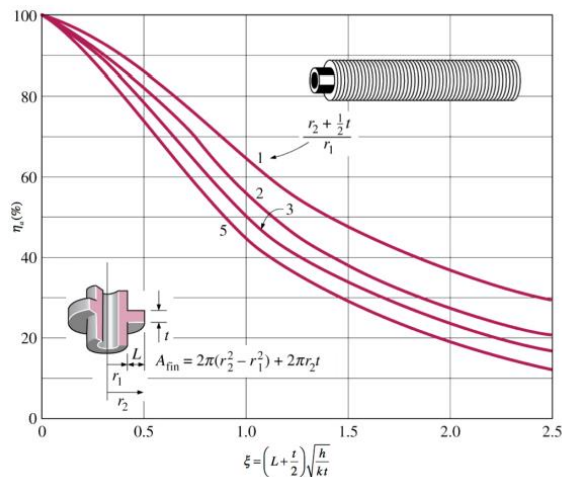


Figura 3-8. Eficiencia de aletas cónicas [11]

### 3.2.2 Diseño de aletas

A la hora de realizar un diseño se debe tener en cuenta que:

- Elección de la aleta apropiada: se debe elegir con cuidado tanto la tipología de aleta que se va a implementar, así como su distribución de dimensiones de manera que el volumen no se dispare y se cubran los requerimientos necesarios
- Elección de materiales: materiales con alta conductividad térmica permiten incrementar la disipación de calor. Es por ello por lo que el aluminio es uno de los más empleados porque, además de su alta conductividad, es ligero y mejora la relación de peso aumentado. Finalmente, se ha de reseñar que esto posibilita que el modelo aproximado tenga un mayor rango de validez respecto a las condiciones de operación de la convección (coeficientes de películas menores)
- Disposición de las aletas: el número y espaciado de superficies será crítico para balancear la capacidad de disipación de calor total respecto al volumen total de las aletas y el equilibrio entre proceso de conducción y convección
- Contacto térmico apropiado con el elemento a refrigerar para asegurar que las aletas cumplen su función.

Para un diseño adecuado se exploran las diferentes opciones que se tienen en la actualidad:

- Aletas rectangulares: Son aletas rectas donde las aletas no son más que superficies prolongadas que se unen a una pared plana de manera perpendicular. Pueden tener sección constante o no
- Aletas rectangulares de perfil triangular: Son aletas rectas como las rectangulares con la peculiaridad de que el espesor sigue una distribución linealmente decreciente hasta que es nulo en el extremo más alejado de la pared.
- Aletas circulares o radiales: Son las aletas rectas que se utilizan en torno a cuerpos cilíndricos de manera que su forma deja de ser rectangular y pasan a ser radiales. Esto implica que el área transversal de la aleta crece con forme mayor sea la longitud de esta, lo que implica que los rendimientos caigan rápidamente
- Aletas de espina: Son aletas que no son superficies rectas como las anteriores si no cuerpos alargados que se sitúan perpendicularmente a la pared a refrigerar. Pueden ser de sección constante o variable y no están limitadas en número más que por la optimización propia del diseño.

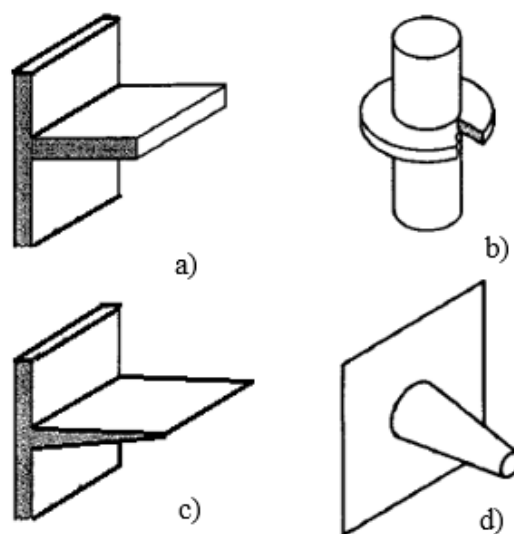


Figura 3-9- Tipos de aletas: a) rectangulares, b) cónicas, c) triangulares, d) espina [11]

En base a estos factores se va a comprobar la viabilidad y necesidad del uso de aletas en el desarrollo del sistema de refrigeración para el PDP. Para ello vamos a utilizar varias estimaciones del espesor de las aletas y

coeficiente de película que se pueda tener en la bahía [8].

$$\begin{cases} k_{Al} = 205 \text{ W/m} \cdot \text{K} \\ t \sim 1 - 2 \text{ mm} \\ h \sim 25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{cases} \quad (3-34)$$

$$\text{Empleo de aletas justificado: } \frac{m \cdot k}{h} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{t \cdot h}} > 10 \rightarrow \sqrt{\frac{2 \cdot 205}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 25}} \sim 90 \quad (3-35)$$

Se pueden llegar a considerar el uso de las aletas en el sistema de refrigeración. Sin embargo, en los diseños que se llevarán a cabo en este estudio se descartará inicialmente la idea de implementarlas debido a la naturaleza propia de la aeronáutica del gran factor negativo que conlleva el aumento de peso, que ya se ve afectado por introducir el dieléctrico. Dado a que su empleo estaría justificado inicialmente, a raíz de los resultados obtenidos se tendrán en cuenta como ciertos factores que podrían mejorar el sistema.

### 3.3. Innovación en la electrónica no embarcada: Heat pipes

La tecnología de control de temperatura no deja de progresar a lo largo del tiempo, si bien es necesario que sea testeada y que se lleguen a desarrollar sus aplicaciones. El concepto de “heat pipe” aparece en 1942 dentro de la empresa de General Motors y es investigado por R.S Gaugler, pero no es hasta 1964 que sus aplicaciones comienzan a tomar forma de manos de la RCA. Es la NASA quien termina desarrollar su potencial en vehículos espaciales: un dispositivo autónomo con consumo nulo de energía les permitía regular la temperatura de sus vehículos. Para su implementación en el espacio tuvieron que resolver los problemas asociados a la sensibilidad de las heat pipes a los cambios de gravedad (intensidad y dirección) a través de las capilaridades en las paredes internas. [13]

Al igual que la NASA realizó sus modificaciones en el concepto de “heat pipe” otras empresas también han hecho lo propio. Esto se debe a que el concepto es muy flexible (tanto en usos como en geometrías) y permite ser implementado en una gran cantidad de situaciones, es por ello por lo que en ocasiones la definición queda muy abierta según en qué aplicación se esté pensado. Después de leer múltiples autores, como L.L.Vaselliev, G.M.Grover, M.Maldonado..., que han desarrollado e investigado sobre el uso de estos dispositivos, una definición que englobaría todos sus puntos de vista sería:

**Definición (Heat pipe):** tubo metálico sellado que se rellena de un fluido a presión y permite el rápido transporte de energía en forma de calor.

Esta definición es el concepto más básico de lo que supone una heat pipe sin llegar a entrar en consideración del estado en el que se encuentra el líquido o el tipo de metal y geometría que adoptada.

#### 3.3.1 Funcionamiento de las heat pipes

Para poder entender el funcionamiento completo es necesario describir las partes una heat pipe:

- **Encapsulado:** se trata de un tubo metálico sellado al vacío con las paredes interiores sinterizadas o acanaladas para facilitar el movimiento capilar a través de ellas.
- **Fluido de trabajo:** el vacío facilita el cambio de fase del fluido entre líquido y vapor a menor temperatura que a presión ambiente lo que mejora la capacidad transmisora del sistema.
- **Espacio de vacío:** hay que tener en cuenta que el encapsulado no puede estar relleno completamente del fluido y hay que dejar un volumen libre para el movimiento del vapor para cuando se caliente del fluido.

Después está la decisión del tipo de interior que tiene el encapsulado:

- **Sinterizado:** se muestra con textura de polvo condensada con huecos interiores (porosidad) y permite grandes potencias caloríficas con el mejor comportamiento frente a cambio de orientación respecto a la gravedad, siendo la que se usa en aplicaciones en contra de la gravedad.

- **Mallado:** se tienen mechas internas a modo de malla trenzada perpendicularmente en dos direcciones. Su principal ventaja radica en que permite desarrollar heat pipes más delgadas y ligeras, pero tiene muchísimos problemas si no se orienta a favor de la gravedad.
- **Acanalado:** se utilizan en las aplicaciones más baratas y con menos requerimientos pues carecen de ventajas a nivel funcional, pero se mecanizan rápido y fácil. Pueden trabajar en contra de la gravedad, pero hay que prestar especial atención a este requerimiento en su dimensionamiento para evitar posibles problemas.

El funcionamiento a nivel físico se basa en la evaporación y condensación del fluido que hay en su interior. Para que se produzca el cambio de estado se debe tener en cuenta qué fluido se está usando pues no todos tienen el mismo rango de temperatura de funcionamiento (ver Tabla 3-3). Escogiendo convenientemente el líquido con el que se rellena se produce el siguiente ciclo en el interior del tubo:

- El extremo a mayor temperatura se calienta producción la evaporación del fluido en estado líquido.
- El vapor se mueve hacia el extremo opuesto (1) del tubo debido al gradiente de presiones generado por la diferencia de temperatura entre los extremos (2). Su densidad menor ayuda a que este movimiento se realiza a gran velocidad
- En el extremo a menor temperatura el líquido se enfría, vuelve a su estado líquido (3) y se reinicia el ciclo (4).

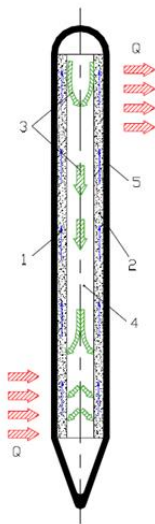


Figura 3-10. Funcionamiento de una heat pipe [14]

Este proceso se realiza con un mayor rendimiento y facilidad cuando la heat pipe trabaja en vertical y evita tramos horizontales debido a que facilita la vuelta del líquido a su posición inicial por precipitación (Figura 3-10)

Por otro lado, la subida del vapor se facilita cuando el material de la pared se encuentra con capilares, surcos interiores o material sinterizado que permiten la subida del vapor a través de ello.

A modo de complementación, se le pueden sumar fácilmente otras tecnologías al uso de las heat pipes. Si nos centramos en que su funcionamiento se basa en homogeneizar la temperatura del tubo metálico, si se consigue que el extremo a menor temperatura esté aún más frío, se puede llegar a conseguir una mayor evacuación de calor. Para ello se pueden añadir aletas al extremo frío e inyectar aire sobre estas aletas con el fin de bajar la temperatura: se estaría obteniendo un método mixto con aletas y ventiladores, pero con una problemática para la aviación: dependencia eléctrica de nuevo y peso extra, respecto a la heat pipe simple de las aletas. Además, habría que tener en cuenta los límites térmicos propios de la heat pipe en torno a  $10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$  de coeficiente de película según el metal, el fluido utilizado, la geometría y disposición.

Si bien no es recomendable hacer todo el montaje para un sistema mixto en la industria aeronáutica, sí que se puede y se llega a desarrollar en la electrónica actual de los ordenadores de sobre mesa como en el siguiente ejemplo:

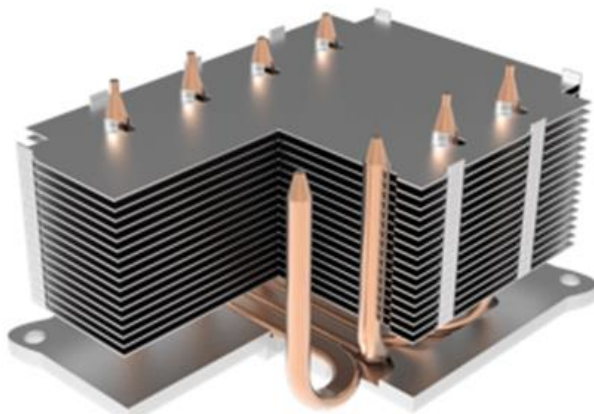


Figura 3-11. Heat pipes con aletas [15]

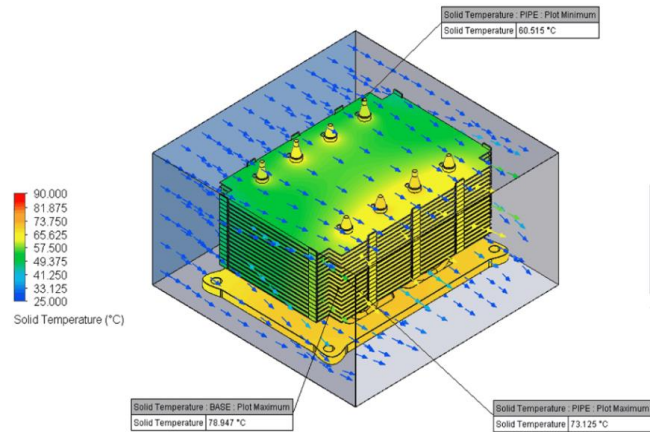


Figura 3-12. Análisis en CFD de heat pipes con aletas [15]

### 3.3.2 Ecuaciones del modelo matemático de las heat pipes

En primer lugar, es necesario hacer un esquemático de cómo se conforma el modelo de acuerdo con la geometría de la heat pipe:

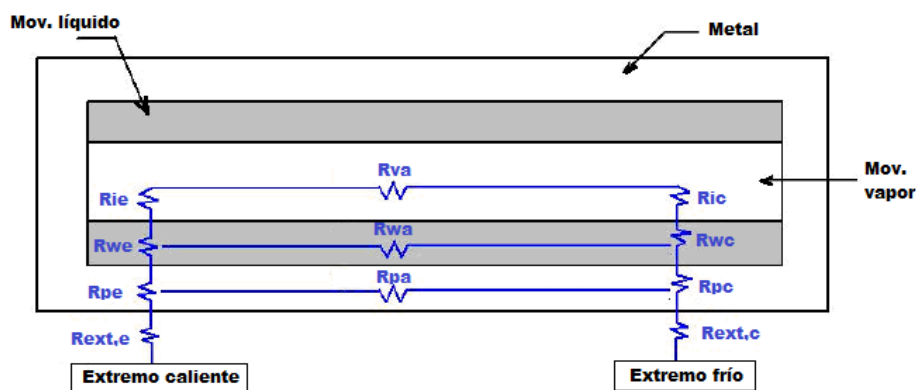


Figura 3-13. Esquemático del modelo de resistencias de una heat pipe

Se trata de un modelo de analogía a la resistencia eléctrica pero aplicado a la conductividad térmica. Se tiene un cuadro resumen del significado de cada resistencia y su orden de magnitud donde “e” se asocia a la zona del extremo caliente, “c” al extremo frío y “a” la zona intermedia

Símbolo	Significado	Orden de magnitud [°C/W]
Rpe y Rpc	Resistencia radial de la pared	$10^{-3}$
Rwe y Rwc	Resistencia axial del líquido en movimiento	$10^{-2}$
Rie y Ric	Resistencia de la interfase líquido-vapor	$10^{-5}$
Rva	Resistencia axial por el vapor	$10^{-8}$
Rpa	Resistencia axial de la pared	$10^2$
Rwa	Resistencia axial del líquido en movimiento	$10^4$
Rext,e y Rext,c	Resistencia entre pared y metal externa	Depende del entorno

Tabla 3-2. Órdenes de magnitud del modelo de resistencias térmicas [16]



Sabiendo los órdenes de magnitud a nivel de diseño se asume que:

- Las resistencias axiales en la zona central en la pared ( $R_{pa}$ ) o por el movimiento del líquido ( $R_{wa}$ ) son tan superiores al resto que actúan como un circuito abierto y no se diseñan.
- Las resistencias por el entorno ( $R_{ext,e}$  y  $R_{ext,c}$ ) al depender de las condiciones del entorno no se diseñan, si bien se saben que suelen resultar del orden de la resultante de la heat pipe.
- Las resistencias de interfase líquido-vapor ( $R_{ie}$  y  $R_{ic}$ ) y del movimiento del vapor ( $R_{va}$ ) son tan pequeñas que actúan como cortocircuitos y tampoco se diseñan.

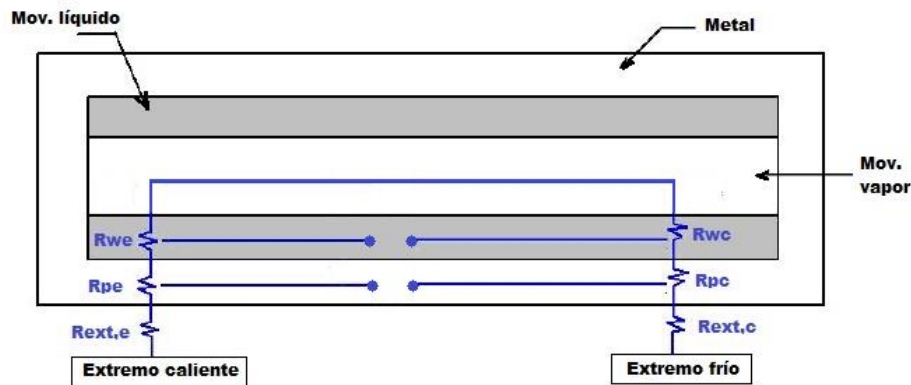


Figura 3-14. Esquemático simplificado del modelo de resistencias de una heat pipe

La conclusión es que se tienen como variables de diseño  $R_{pe}$ ,  $R_{pc}$ ,  $R_{we}$  y  $R_{wc}$  y el siguiente conjunto de ecuaciones [16]:

$$R_{pe,c} = \frac{\ln(d_0/d_i)}{2\pi L_{e,c} K_p} \quad (3-36)$$

$$R_{we,c} = \frac{\ln(d_i/d_w)}{2\pi L_{e,c} K_{eff}} \quad (3-37)$$

$$K_{eff} = K_l \cdot \frac{[(2 \cdot K_l + K_w) - 2(1 - \varepsilon) \cdot (K_l - K_w)]}{(2 \cdot K_l + K_w) + (1 - \varepsilon) \cdot (K_l - K_w)} \quad (3-38)$$

Donde se tiene que:

- $d_0$  = diámetro externo del tubo
- $d_i$  = diámetro interior del tubo
- $d_w$  = diámetro interior estimado por donde sube el vapor ( $d_i/d_w \sim 1.05 - 1.25$ )
- $K_{p,l}$  = conductividad térmica del metal de la pared y del líquido respectivamente
- $L_{e,c}$  = longitud zona caliente y fría respectivamente
- $K_{eff}$  = conductividad térmica efectiva del líquido moviéndose por la pared
- $\varepsilon$  = porosidad de la pared metálica ( $\sim 0.5$ )

Para poder diseñar las resistencias se tienen los límites geométricos que imponga la aplicación, pero además se tienen límites de diseño inherentes a la tecnología de las heat pipes [16]:

- Límite por salto de temperatura: Teniendo los datos de las temperaturas correspondientes a los extremos frío y caliente, una vez se diseñe todo existe un calor máximo que puede transportarse:

$$q_{t,máx} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{\Delta T}{R_{pe} + R_{pc} + R_{we} + R_{wc}} \quad (3-39)$$

- **Límite por capilaridad:** El gradiente de presiones entre ambos extremos debe ser lo suficientemente grande como para permitir al vapor y al líquido moverse de forma equilibrada respecto al proceso de evaporación. El calor máximo se obtiene de un balance entre la caída de la presión de vapor, caída de presión del líquido y las presiones normales y axiales con la presión capilar máxima:

$$q_{c,m\acute{a}x} = \frac{\frac{2\sigma}{rc} - \rho_l \cdot g \cdot [d_v \cdot \cos(\varphi) + L \cdot \sin(\varphi)]}{\frac{16\mu_v \cdot L_{eff}}{2rhv^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} + \frac{\mu_l \cdot L_{eff}}{k \cdot A_w \cdot \lambda \cdot \rho_l}} \quad (3-40)$$

Donde:

- $\sigma$  = tensión superficial del fluido ( $\sigma_{agua} = 0.072 \text{ N/m}$ )
  - $\rho_{l,v}$  = densidad del líquido o vapor, según corresponda
  - $\mu_{l,v}$  = viscosidad dinámica del líquido o vapor, según corresponda
  - $A_{w,v}$  = área del movimiento capilar o del valor, según corresponda
  - $L$  = longitud total de la heat pipe
  - $rhv$  = radio hidráulico del vapor ( $1/2 \cdot d_v$ )
  - $\varphi$  = inclinación de la heat pipe
  - $\lambda$  = calor latente de vaporización
  - $L_{eff}$  = longitud efectiva ( $L_{eff} = 0.5L_c + L_a + 0.5L_e$ )
  - $rc$  = radio capilar ( $rc = 0.41rs$ )
  - $k$  = permeabilidad ( $k = rs^2 \varepsilon^3 / 37.5(1 - \varepsilon)^2$ )
- **Límite por arrastre:** Debido al movimiento en la misma dirección, pero sentidos contrarios del vapor y el líquido aparece una fuerza viscosa tangencial en la interfase que no debe superar cierto valor que imposibilitaría de movimiento del flujo líquido. Su cálculo se base en el número de Weber:

$$We = \frac{\rho U^2 L}{\sigma} = \frac{m \cdot U(U/L)}{\sigma(d^2/L)} = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas de tension superficial}} \quad (3-41)$$

$$q_{m\acute{a}x,a} = A_v \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\sigma \cdot \rho_v}{2rc} \right)^{0.5} \quad (3-42)$$

- **Límite sónico:** Si el gradiente de temperatura entre extremos crece lo suficiente, la velocidad del movimiento del vapor alcanza la velocidad del sonido, que es límite en el movimiento de los gases en tuberías de sección constante. Teniendo en cuenta un movimiento unidimensional del flujo gas con  $Re \gg 1$  y modelo de gas ideal:

$$q_{m\acute{a}x,s} = 0.474 \cdot A_v \cdot \lambda \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{1/2} \quad (3-43)$$

- **Límite por ebullición:** Existe un calor máximo que se puede transmitir a través de la interfase y la pared que se obtiene del equilibrio entre una burbuja de vapor ( $m$ =radio crítico de nucleación) y las ecuaciones de Clausius-Clayperon:

$$q_{m\acute{a}x,b} = \frac{2\pi L_{eff} \cdot k_{eff} \cdot T_v}{\lambda \cdot \rho_v \cdot \ln(d_i/d_v)} \cdot \left( \frac{2\sigma}{m} - \frac{2\sigma}{rc} \right) \quad (3-44)$$

- **Límite viscoso:** Cuando una heat pipe trabaja a baja temperatura puede darse el caso de que la diferencia de presiones entre los extremos sea extremadamente baja dando como resultado que las fuerzas viscosas superen al gradiente de presión. Si esto ocurre, se dice que el flujo de vapor se ha

estancado debido al límite viscoso. Este límite queda marcado por:

$$q_{m\acute{a}x,v} = \frac{A_v \cdot r_0^2 \cdot \lambda \cdot \rho_v \cdot P_v}{16\mu_v \cdot L_e} \quad (3-45)$$

Una vez quedan determinados los límites, se desarrolla el modelo matemático de la evolución de la temperatura a través de un balance energético en la heat pipe:

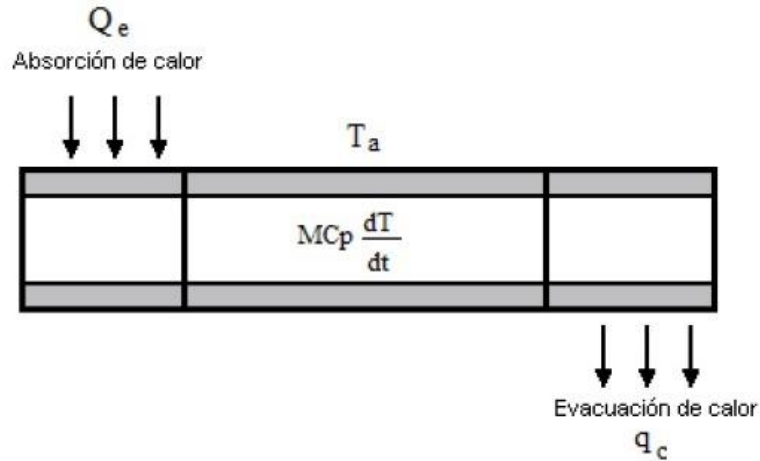


Figura 3-15. Volumen de control para equilibrio energético

$$Q_e - q_c \cdot S_c = M \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (3-46)$$

$$M \cdot C_p = V_{total} \cdot (\rho \cdot C_p) \quad (3-47)$$

$$\rho \cdot C_p = \varepsilon \cdot (\rho \cdot C_p)_l + (1 - \varepsilon) \cdot (\rho \cdot C_p)_w \quad (3-48)$$

Para resolver la ecuación diferencial de la temperatura se supone un estado inicial donde existe  $Q_0$  y se quiere pasar a  $Q_e$  con el fin de obtener la resolución genérica del problema:

$$T(0) = \frac{Q_0 L_a}{S_c K} + T_a \quad (3-49)$$

$$Q_e - \frac{(T - T_a)L_a}{S_c K} = M \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (3-50)$$

$$T(t) = \frac{Q_e L}{S_c K} \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{S_c K}{M \cdot C_p \cdot L}\right)t} \right) + T_0 \quad (3-51)$$

### 3.3.3 Particularización para el diseño implementado

Teniendo en cuenta que las aplicaciones aeronáuticas tienen especial sensibilidad a posibles fallos catastróficos, se tendrán que descartar fluidos de relleno de las heat pipes tales como el etanol, metanol, amoníaco, acetona, que a pesar de su buen comportamiento y popularidad tienen riesgos asociados a explosiones, generación de fuego... no admisibles en una aeronave.

Por otro lado, teniendo en cuenta el rango de funcionamiento típico de la aplicación en base al paper de referencia [8], se tiene que el rango de trabajo del sistema de refrigeración se va a encontrar entre 70°C y 150°C por lo que:

Fluido	Punto de fusión [°C]	Punto de ebullición [°C]	Rango de temperaturas de trabajo [°C]
Helio	-271	-261	[-271,-269]
Nitrógeno	-210	-196	[-203,-160]
Flutec PP2	-50	76	[10,160]
Agua	0	100	[5, 250]
Tolueno	-95	110	[50, 200]
Mercurio	-39	361	[250, 650]
Sodio	98	892	[600, 1200]

Tabla 3-3. Rango de temperaturas de algunos fluidos usados en heat pipes [15, 16]

Inicialmente, se plantea usar el Tolueno debido a que está dentro del rango de trabajo de la aplicación y se evitan posibles problemas de congelación frente a fallos en los sistemas, pero tras investigar, se descubre que el comportamiento en estado gaseoso al entrar en contacto con el aire también resulta inflamable debido a su naturaleza de hidrocarburo ( $C_7H_8$ ). Descartado el tolueno, el diseño estará basado en el agua.

Por otro lado, el metal ampliamente utilizado en el diseño de heat pipes con agua es el cobre, así pues, los materiales quedan determinados para el diseño de la heat pipe.

Una vez se le añaden los requisitos del tamaño de la carcasa el diseño que se alcanza es el siguiente:

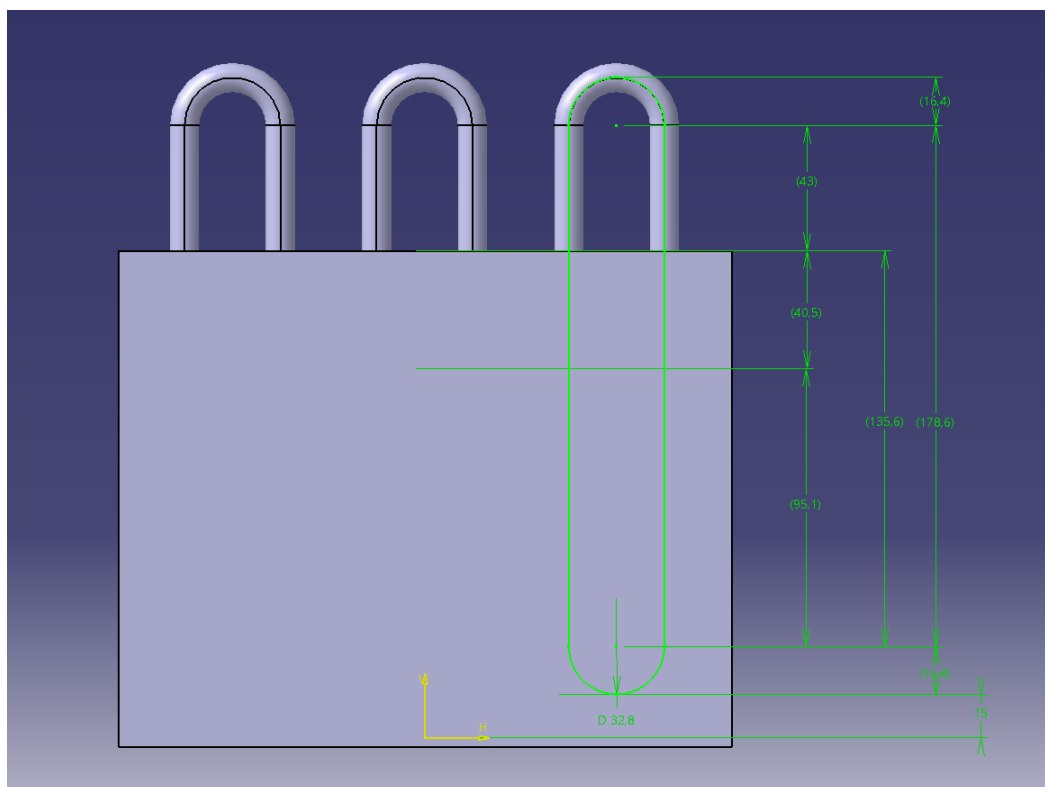


Figura 3-16. Geometría de las heat pipes

Se ha utilizado un tubo cerrado que permite tener extremos con áreas superiores para el intercambio de calor, especialmente para el extremo exterior a la PDU, y que redistribuye mejor los gradientes de presión en estos. Por otro lado, se ha equiespaciado los tramos verticales con 33 mm entre sus ejes debido al tamaño de la carcasa.

De manera genérica, basándose en la bibliografía [14] se tiene que la familia de heat pipes de agua y cobre tubulares redondas tienen como diámetros característicos [4,25] mm, paredes de espesor [0,2,1] y zona

sinterizada de entre [0.2,0.8] mm. Dentro de estos valores se toma 10 mm, 1 mm y 0.6 mm respectivamente.

Para terminar con los números se pueden obtener las longitudes características de las heat pipes en la zona vertical de la Figura 3-16.

Se procede a particularizar 3.3.2 Ecuaciones del modelo matemático de las heat pipes para este caso en concreto:

$$R_{pe} = \frac{\ln(d_0/d_i)}{2\pi L_e K_w} = 10^{-3} K/W \quad (3-52)$$

$$R_{pc} = \frac{\ln(d_0/d_i)}{2\pi L_c K_w} = 2.7 \cdot 10^{-3} K/W \quad (3-53)$$

$$R_{we} = \frac{\ln(d_i/d_v)}{2\pi L_e K_{eff}} = 2.74 \cdot 10^{-2} K/W \quad (3-54)$$

$$R_{wc} = \frac{\ln(d_i/d_v)}{2\pi L_c K_{eff}} = 6.06 \cdot 10^{-2} K/W \quad (3-55)$$

$$K_{eff} = K_l \cdot \frac{[(2 \cdot K_l + K_w) - 2(1 - \varepsilon) \cdot (K_l - K_w)]}{(2 \cdot K_l + K_w) + (1 - \varepsilon) \cdot (K_l - K_w)} = 2917 W/m \cdot K \quad (3-56)$$

Se obtienen valores acordes a la Tabla 3-2 y se procede a calcular los límites de calor disipado:

$$q_{c,m\acute{a}x} = \frac{\frac{2\sigma}{rc} - \rho_l \cdot g \cdot [d_v \cdot \cos(\varphi) + L \cdot \sin(\varphi)]}{\frac{16\mu_v \cdot L_{eff}}{2rhv^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} + \frac{\mu_l \cdot L_{eff}}{k \cdot A_w \cdot \lambda \cdot \rho_l}} = 255.84 W \quad (3-57)$$

$$q_{m\acute{a}x,a} = A_v \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \rho_v}{2rc}\right)^{0.5} = 341 W \quad (3-58)$$

$$q_{m\acute{a}x,s} = 0.474 \cdot A_v \cdot \lambda \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{1/2} = 1242 W \quad (3-59)$$

$$q_{m\acute{a}x,b} = \frac{2\pi L_{eff} \cdot k_{eff} \cdot T_v}{\lambda \cdot \rho_v \cdot \ln(d_i/d_v)} \cdot \left(\frac{2\sigma}{m} - \frac{2\sigma}{rc}\right) = 18628 W \quad (3-60)$$

$$q_{m\acute{a}x,v} = \frac{A_v \cdot r_0^2 \cdot \lambda \cdot \rho_v \cdot P_v}{16\mu_v \cdot L_e} = 119453 W \quad (3-61)$$

Donde se han sustituido los siguientes valores de acuerdo con las propiedades del agua líquida (l), vapor de agua (v) o del metal de las paredes de cobre (w):

Propiedad	Valor [-]	Propiedad	Valor
$d_o$	10 mm	$rc$	0.000021 m
$d_i$	8 mm	$rs$	0.00005 m
$d_v$	6.4 mm	$\rho_l$	1000 kg/m <sup>3</sup>
$L_e$	95.1 mm	$\rho_v$	0.01283 kg/m <sup>3</sup>
$L_c$	43 mm	$\mu_v$	0.000013 Pa·s
$L_a$	40.5 mm	$\mu_l$	0.0001 Pa·s
$L_{eff}$	109.5 mm	$rhv$	3.2 mm
L	178.6 mm	$A_v$	32.17 mm <sup>2</sup>
$K_w$	385 W/m·K	$A_w$	18.10 mm <sup>2</sup>
$K_l$	0.598 W/m·K	$\lambda$	2260000 J/kg
$\varepsilon$	0.7	$k$	$3.33 \cdot 10^{-11}$ m <sup>2</sup>
$\sigma$	0.072 N/m	$P_v$	101325 Pa

Tabla 3-4. Valores de las propiedades de diseño de las heat pipes

A pesar de las diferencias en los órdenes de magnitud, si se comprueba la bibliografía de apoyo de un caso práctico de una heat pipe de fluido sodio cuyo diseño se realiza para una temperatura de trabajo en torno a 1200 K se observa que:

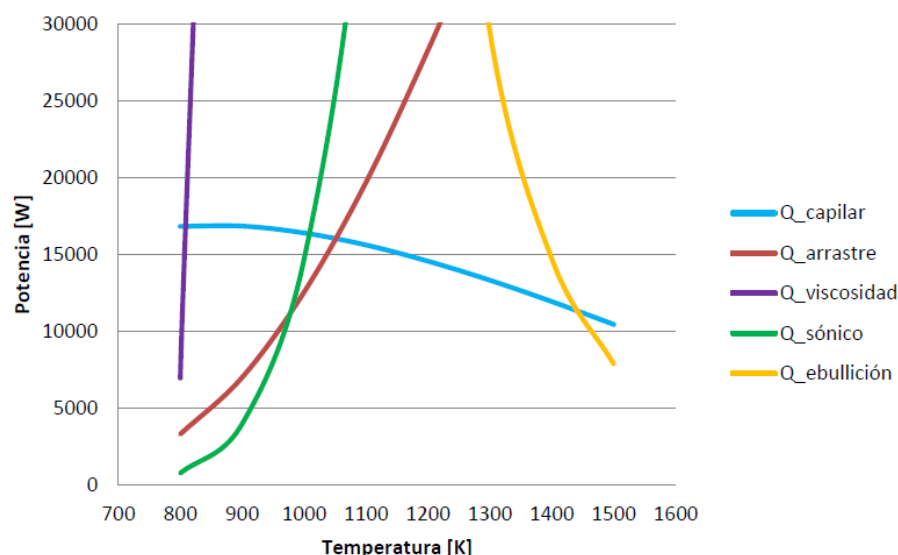


Figura 3-17. Límites de potencia para una heat pipe de sodio [17]

Como se ve en la anterior imagen, lo más común es que el límite de la operación se deba a la capilaridad y que, por el contrario, el límite debido a la viscosidad tienda a ser irrelevante con valores tendiendo al infinito en la práctica. Además, se observa que el límite de calor por capilaridad, aunque es sensible a la temperatura de trabajo en rangos de  $\pm 100$  °C, la variación se sitúa en torno al 10%. En este caso, se tiene que a potencia nominal a la que podría trabajar la heat pipe serían unos 15 kW en su temperatura de diseño, que varía a un rango de [16-13.5] kW entre [1100,1300] K.

En el caso de diseño para la PDP, se tiene que a temperatura de trabajo de 40 °C podría transmitir unos 256 W.

Teniendo en cuenta la resistencia total resultante es 0.0917 K/W se obtiene que  $\Delta T_{m\acute{a}x}$  entre extremos sobre la superficie de la heat pipe será de 23.5 K. Si se consiguiera evacuar todo el calor que genera la PDP y su entorno, en un sistema de refrigeración con 6 heat pipes podría llegar a evacuarse más entre 10 y 12 veces lo que genera actualmente. A pesar de ello, hay que notar que el sistema de refrigeración no tiene contacto directo entre las heat pipes y las superficies de los elementos que generan el calor, además de que est complementado por un líquido dieléctrico.

Finalmente, se va a calcular el tiempo necesario para alcanzar el estacionario en la heat pipe. Partiendo de la forma genérica de (3-51) se puede hacer que:

$$T(t) = \frac{Q_e L}{S_c K} \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{S_c K}{M \cdot C_p \cdot L}\right)t} \right) + T_0 \rightarrow T(t) = \Delta T \cdot (1 - e^{-At}) + T_0 \quad (3-62)$$

$$t \rightarrow t_{est} \leftrightarrow e^{-At} \rightarrow 0 \text{ aproximando } e^{-At_{est}} = 0.01 \quad (3-63)$$

$$t_{est} = -\frac{\ln(0.01)}{A} = 1.05s \quad (3-64)$$

Esto se puede quedar claramente reflejado incluso en el caso más extremo en el que  $\Delta T = \Delta T_{m\acute{a}x}$  y  $T_a=310K$  (condiciones de temperatura en la bahía de aviónica en el despegue):

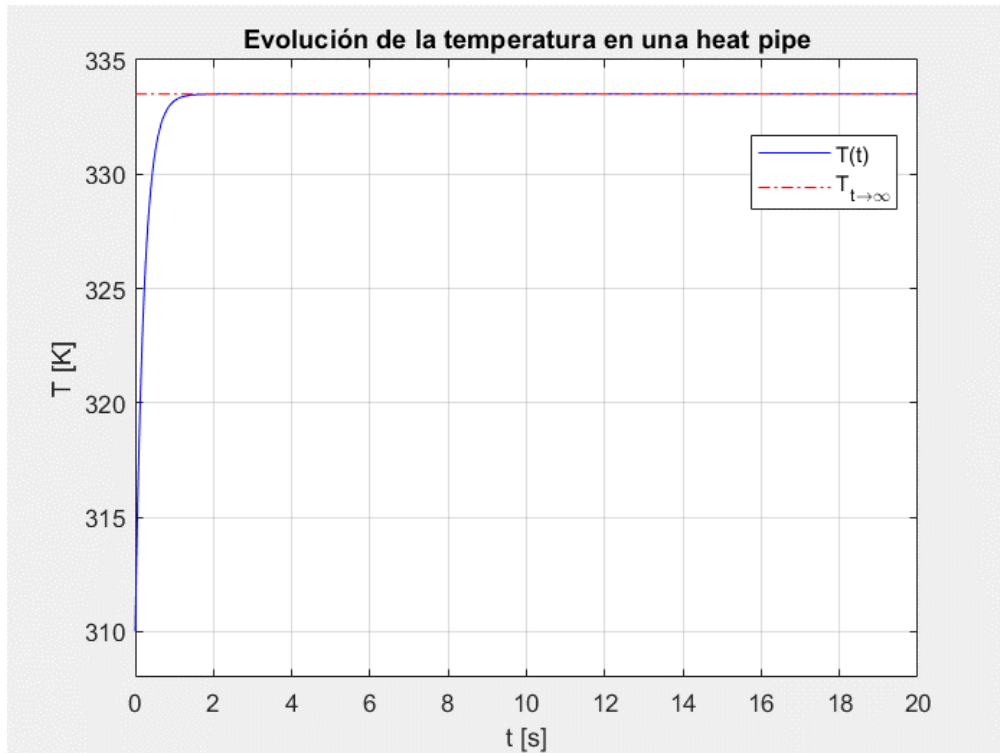


Figura 3-18. Evolución temporal de la temperatura en las heat pipes diseñadas

### 3.4. Fluido dieléctrico

Los fluidos dieléctricos son medios líquidos utilizados como aislantes eléctricos que se utilizan como disipadores de calor en aplicaciones que van desde minería de criptomonedas o superordenadores a la refrigeración de ordenadores de torre que se pueden tener a nivel de usuario medio. Esto se debe a que se trata de una tecnología con costes reducidos para las grandes propiedades y aplicaciones térmicas que se pueden desarrollar a través de su uso. Además, son líquidos no inflamables, no tóxicos y no dañinos para el medioambiente de acuerdo con 3M<sup>TM</sup>, fabricante de referencia.

### 3.4.1 Ecuaciones de la refrigeración por ebullición de un dieléctrico

La ebullición es un proceso complejo que carece de ecuaciones exactas que determinen su comportamiento. A pesar de esto su comportamiento queda determinado gracias a las correlaciones de Rohsenow.

El trabajo de Rohsenow se basa en los experimentos de Nukiyama (1934). El experimento se basa en transmitir potencia eléctrica a través de cables de nicromio o platino con el fin de que estos se calentaran y midiesen su propia temperatura. De esta manera, se podía estudiar la relación potencia, temperatura y proceso de ebullición. El resultado de este estudio es la siguiente curva:

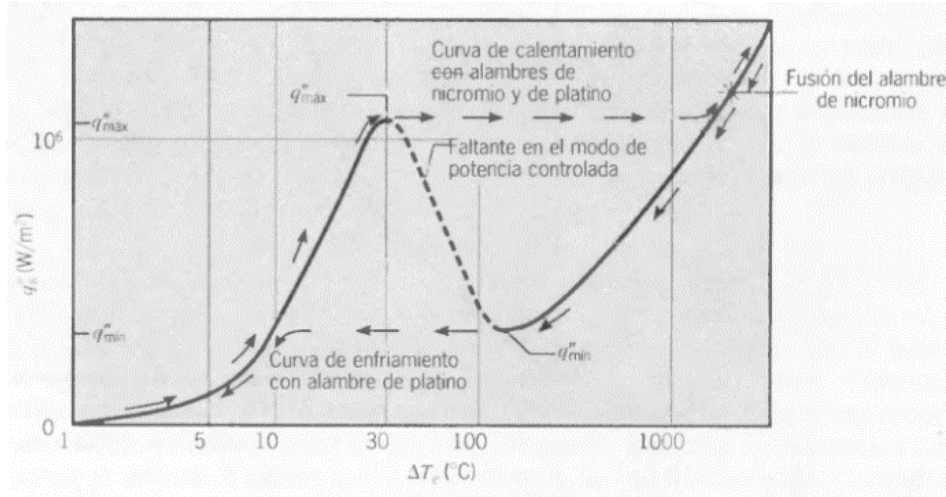


Figura 3-19. Curva de ebullición para agua saturada a 1 atm de Nukiyama (1934) [18]

Dentro de la curva se pueden observar diferentes tramos, pero no se llegan a tener relaciones estrictamente lineales. La existencia de estos cambios de tendencias va asociada a los diferentes comportamientos que tienen los líquidos durante la ebullición. En el caso de que el objetivo del sistema sea la transmisión de potencia calorífica para su control, es necesario que el rango de temperaturas donde se trabaje se encuentre en el primer tramo ascendente (ver Figura 3-20, tramo ABC). Este tramo es el que las compañías, como 3M™, determinan a qué temperatura deben funcionar sus líquidos.

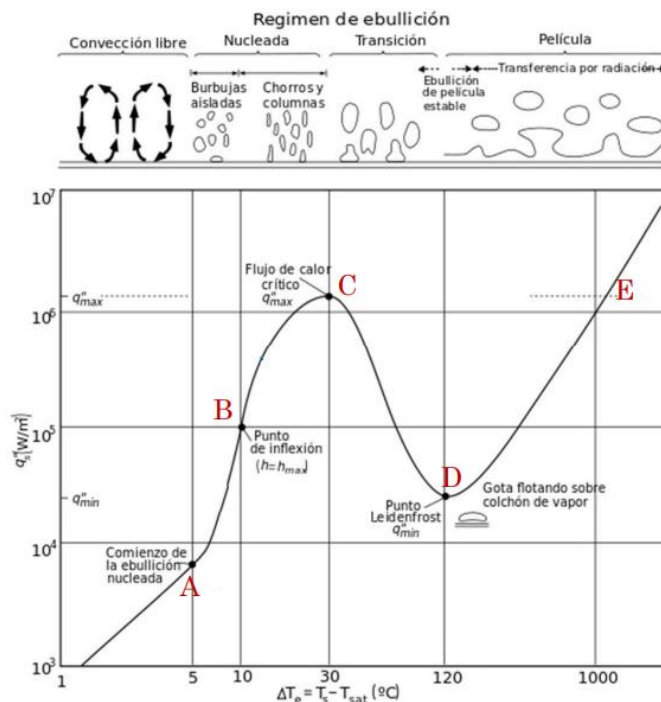


Figura 3-20. Régimen de ebullición para agua saturada a 1 atm [18]

En el tramo ABC se tiene lo que se conoce como la ebullición nucleada. Se forman burbujas que transmiten el



calor en el cambio de estado. Si estas burbujas no llegan a alcanzar la superficie libre, se está en el tramo AB y a partir de cierto  $\Delta T$  estas burbujas crecen y se forman pequeñas columnas ascendentes que sí la alcanzarán (tramo BC). Si se supera el punto C, el líquido comienza a comportarse de forma deficiente a evacuar menos potencia calorífica a pesar de que la temperatura crezca, pero el mayor problema radica en que la transición (CD) es un proceso que se llega a dar rápidamente y si se llega a trabajar en el segundo tramo de película, los componentes electrónicos podrían sufrir daños. Es por esto por lo que hay que trabajar dentro de los márgenes que nos indique el fabricante sin excedernos nunca, especialmente cuando se está usando con elementos electrónicos sensibles. Para determinar estos márgenes se calcula cuánto calor puede evacuar el dieléctrico:

$$q_{m\acute{a}x} = F' \cdot \frac{\pi}{24} \cdot \rho_v^{0.5} \cdot \lambda \cdot [\sigma \cdot g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (3-65)$$

$$q_{m\acute{a}x} = C_{cr} \cdot \lambda \cdot [\sigma \cdot g \cdot \rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (3-66)$$

Se tratan de las correlaciones de Rohsenow (general) y la de Zuber (utilizada para elementos electrónicos con  $\bar{D}_{burbuja} \ll L_{caract}$ ). Dependiendo del problema, se tiene ajusta el coeficiente de Rohsenow ( $F'$ ) y el coeficiente crítico de Zuber ( $C_{cr}$ ) para confirmar que el factor de Rohsenow se ha determinado bien. Si es así, se comprueba la hipótesis de aplicación de Zuber:

$$\bar{D}_{burbuja} = C_z \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma}\right)^{0.5} \ll L_{caract} \quad (3-67)$$

Y en el caso que aplique Zuber, se usa una expresión espejo de Rohsenow para calcular  $\Delta T$ :

$$q_{m\acute{a}x} = \mu \cdot \lambda \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right]^{0.5} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \Delta T}{C_{sf} \cdot \lambda \cdot Pr^k}\right)^3 \quad (3-68)$$

Aunque esta expresión es desarrollada por Rohsenow, hay que recurrir a las tablas de parámetros de Chandrasekaran (2017) para obtener los valores de  $C_{sf}$  y  $k$ :

- $C_{sf}$ : parámetro que se estudia para determinar la compatibilidad en el proceso de transmisión de calor por nucleación entre un fluido y un sólido sin importar su posición solo el material del que están hechos. Es individual de cada pareja sólido-fluido
- $k$ : parámetro que determina el comportamiento de un fluido en un proceso de refrigeración por ebullición nucleada que depende de la familia de fluidos a la que pertenezca

Una vez se tiene el  $\Delta T$ , con la temperatura de saturación del dieléctrico, se puede determinar la temperatura crítica de trabajo, que no se deberá superar en ninguna circunstancia:

$$T_{cr} = T_{sat} + \Delta T \quad (3-69)$$

### 3.4.2 Tipos de dieléctricos

Dentro de la gran cantidad de opciones que hay en el mercado, existen tres grandes familias [19]:

- Agua desionizada: Es agua que a través de un proceso de desionización neutraliza todos los elementos disueltos en ella con cargas positivas o negativas. El resultado es un agua “pura” sin elementos en suspensión como el sodio, hierro, carbonatos... que de manera natural se encuentran en ella. Su uso radica en la baja conductividad eléctrica y facilidad para control del pH. Por el contrario, sigue pudiendo tener microorganismos en suspensión que no se eliminan en la desionización. Por ello, sus usos industriales típicos son:
  - Líquido de enfriamiento para tuberías en entornos con electricidad sin llegar a tener contacto directo y constante con los componentes electrónicos, pero evitando que posibles goteos conduzcan a accidente eléctrico o que se depositen sedimentos en las tuberías
  - Es la base acuosa utilizada para los productos de limpieza de componentes electrónicos

- Es la base acuosa utilizada en los productos de limpieza de maquinaria industrial con el fin de que las sales eliminadas no favorezcan la corrosión.
- Refrigeración de baterías y acumuladores de coche
- Compuestos hidrocarbonados (aceites dieléctricos): Se tratan de líquidos de naturaleza artificial en su mayoría que, debido a ser un aceite, además de refrigerar y aislar la electricidad, tienen la capacidad de lubricar. Son especialmente relevantes porque frente a picos de corriente con grandes potenciales se mantienen estables después de que este pico pueda romper su barrera como aislante eléctrico y vuelven a funcionar como aislante sin que nada ni nadie deba actuar sobre ellos. Los usos típicos que tienen algunos de ellos son:
  - Aceite mineral: puede ser tanto de origen natural (hongos, plantas marinas... lo pueden generar) como sintético (derivado del petróleo), que es lo más común. Se usa por sus grandes capacidades lubricativas como aceite de transformadores eléctricos a pesar de que sea inflamable.
  - Aceite de silicona: propiedades similares al aceite mineral, pero con resistencia de rotura eléctrica superior y menos inflamabilidad. Se usa en aplicaciones similares al mineral donde a criticidad de operación requiera un extra de seguridad (más caro).
  - Hexano y heptano: derivados del petróleo que funcionan especialmente bien en la refrigeración de condensadores
  - Novec™: familia de líquidos sintéticos de amplio espectro de uso con puntos de ebulliciones más bajos. Se caracterizan por ser lo más caros, pero no son inflamables, ni tóxicos ni dañan el medio ambiente. Debido a su gran cantidad de variantes, barren todo el espectro de aplicaciones relacionadas con la refrigeración de electrónico.
- Elementos naturales: existen ciertos elementos en la naturaleza que sin necesidad de ser sintetizados ni tratados de ninguna forma, tienen propiedades que les hacen encajar en la categoría de fluidos dieléctricos. Son menos usados por su reducido campo de aplicaciones, pero con muy buenos rendimientos dentro de este. Son el nitrógeno, helio, oxígeno y argón, pero en estado líquido, lo que da lugar a que sus aplicaciones se centren en situaciones donde las temperaturas sean extremadamente bajas, como con los superconductores de nueva generación.

Una vez vistas las tres grandes familias, se puede analizar la aplicación donde se pretende utilizar. Se está hablando de un sistema crítico de una aeronave por lo que usar agua desionizada con los riesgos extras que conlleva, queda totalmente descartado. Por otro lado, se tiene una temperatura de trabajo del fluido en torno a 40°C, así que el uso de elementos naturales que requieren de temperaturas criogénicas también debe ser descartado. Dentro de todos los aceites disponibles, optar por la familia de dieléctricos Novec™ parece la mejor opción: respeto con el medioambiente, no inflamable y no tóxico en una aplicación aeroespacial hace que los costes extras sean secundarios.

Dentro de la familia Novec™ hay varias decenas de alternativas, los datos principales de los últimos fluidos desarrollados por 3M™ quedan recogidos en la siguiente tabla:

Propiedades	3M™ Novec™ Fluidos especiales					
	7000	7100	7200	7300	7500	7700
Punto ebulición [°C]	34	61	74	98	128	167
Peso molecular [g/mol]	200	250	264	350	414	528
Temperatura crítica [°C]	165	195	210	243	261	290
Presión crítica [MPa]	2.48	2.23	2.01	1.88	1.55	1.41
Punto de escurrimiento [°C]	-122	-135	-138	-38	-100	-50
Calor específico [J/kgK]	1300	1183	1220	1140	1128	1040
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	1400	1510	1420	1660	1614	1797
Rigidez dieléctrica en 0.1'' (kV)	>25	>25	>25	>25	>25	>25
Temperaturas de trabajo [°C]	[-120,25]	[-105,50]	[-105,65]	[-30,85]	[-75,115]	[-30,155]

Tabla 3-5. Propiedades de fluidos dieléctricos de la familia 3M™ Novec™ [20]

Teniendo en cuenta que hay elementos de la PDU que su límite térmico se sitúa en 150°C, se decide aplicar el Novec 7700. Además, el Novec 7700 se ha diseñado con un bajo ratio de GWP (Global Warming Potential), que indica que para su fabricación en impacto sobre el calentamiento del planeta es bajo.

Por otro lado, su punto de escurrimiento se sitúa en los -50°C lo que obligaría a la aeronave a limitar la altitud de vuelo a los 36000 ft en el caso de que hubiera fallos múltiples sobre todas las placas de control. Esto queda abierto a un posible estudio del comportamiento de la aviónica cubierta por el dieléctrico y que se alcanzaran estas condiciones.

### 3.4.3 Clasificación de las configuraciones de sistemas de refrigeración con líquidos dieléctricos

Los líquidos dieléctricos basan su funcionamiento en el contacto directo líquido-superficie con pérdidas por calor. Para conseguirlo, los sistemas a refrigerar se sitúan en tanques llenos de estos dieléctricos para ser sumergidos, pero, si bien el principio físico es algo común en todas las posibles aplicaciones, la arquitectura del sistema de refrigeración tiene múltiples opciones:

- Configuración de evaporación simple: es la configuración más sencilla pues carece de elementos que controlen el líquido de manera directa. Se trata de un tanque abierto al ambiente de manera que a través de un conducto de salida se permite la salida al exterior del vapor. Esto produce la necesidad de un tanque extra usado como reservorio que compense las pérdidas por evaporación. Para gestionar la alimentación al tanque principal se utilizan válvulas intermedias que se abren al detectar la diferencia de presiones a la que se configuren:
  - Pros: Sin mecanismos complejos, fácil mantenimiento y costes bajos
  - Contras: Peso extra del reservorio, se desperdicia fluido, no válido para todos los entornos por la evacuación del vapor y capacidad de refrigeración menor.

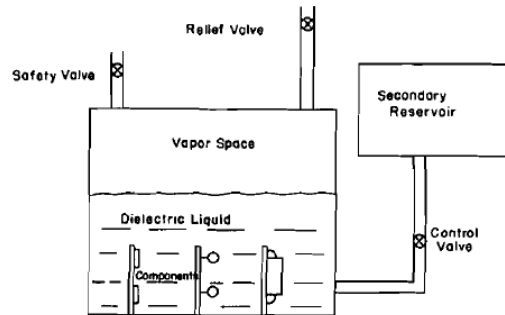


Figura 3-21. Sistema de refrigeración con dieléctrico de evaporación simple [21]

- Configuración con condensador externo: es una configuración que precisa de un montaje más complejo debido a que se reutiliza el fluido creando un ciclo evaporación-condensación para su reciclaje. En vez de dejar que el vapor se escape al ambiente, se dirige a un tanque con un condensador que se suele refrigerar por aire soplado. De esta manera, el líquido condensa y vuelve al tanque de refrigeración por otra tubería evitando la necesidad de un reservorio externo.
  - Pros: Buenos ratios de transferencia de calor, reutilización del líquido y no hay limitación por evacuación de vapor al entorno.
  - Contras: Consumo eléctrico y peso del condensador y volumen extra para la zona de condensación.

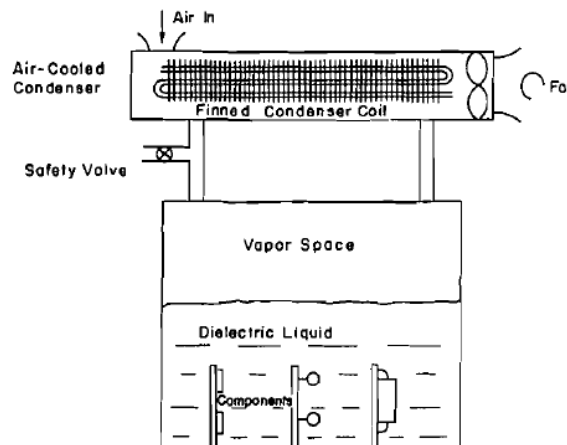


Figura 3-22. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensador externo [21]

- Configuración con condensador interno: también se basa en la reutilización del líquido con un ciclo de evaporación-condensación, pero disminuyendo el volumen necesario para su implementación. Se debe tener cuidado si se utilizan aceites u otros líquidos que refrigeren el condensador internamente pues pueden no reaccionar bien con el dieléctrico.
  - Pros: Buenos ratios de transferencia de calor, reutilización del líquido, sin limitación por evacuación de vapor al entorno y volumen reducido respecto al condensador externo.
  - Contras: Reacciones entre aire, refrigerante y/o dieléctricos pueden degradar el condensador y disminuir el ratio de refrigeración, así que precisa de un buen aislamiento.

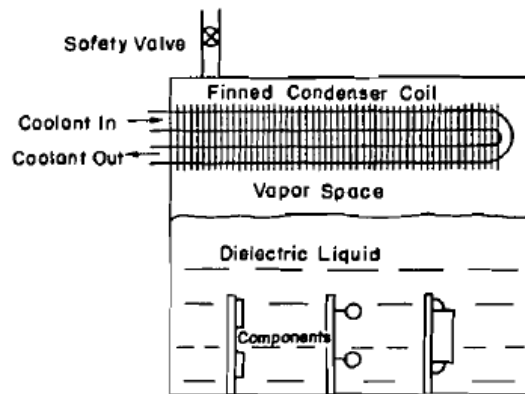


Figura 3-23. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensador interno [21]

- Configuración con condensador sumergido: el ciclo evaporación-condensación se lleva al límite sumergiendo un plato condensador enfriado en el líquido. Las burbujas de vapor debido al proceso de enfriamiento se pegan sobre el plato volviendo rápidamente a estado líquido. El plato debe estar limpio y horizontal con el fin de maximizar la superficie de intercambio de calor al máximo, por lo que impurezas no condensables afectan muy negativamente al funcionamiento de plato. Para evitar posibles problemas por generación de vapor a mayor velocidad que de condensación se tiene una cámara de expansión que pueda absorber cambios de volumen, que no hará el tanque rígido.
  - Pros: volumen minimizado, peso minimizado, sin necesidades eléctricas externas y mejores ratios de transferencia de calor de todas las configuraciones.
  - Contras: muy sensible a impurezas, mantenimiento constante y rendimiento muy sensible a la posición horizontal del plato condensador.

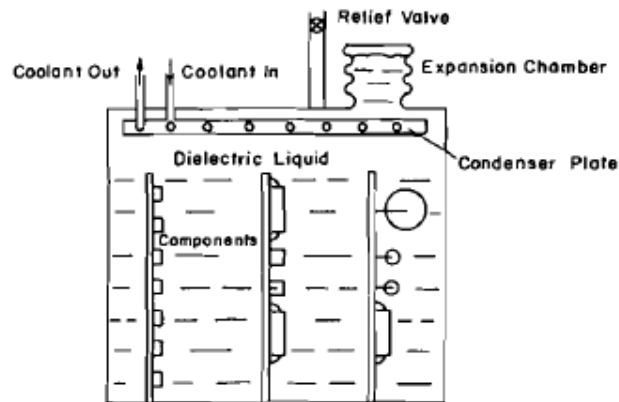


Figura 3-24. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensador sumergido [21]

- Configuración con paredes refrigeradas: el ciclo evaporación-condensación se lleva al límite evitando que el vapor llegue a formarse, pero en vez de sumergir una placa condensadora con refrigerante como en la anterior arquitectura, se sitúan condensadores en las paredes del tanque que se soplan con ventiladores. Se precisa de una cámara de expansión por si el equilibrio evaporación-condensación desaparece en favor del vapor, que junto a la expansión del líquido a grandes temperaturas pudieran producir incremento del volumen necesario.
  - Pros: Muy buenos ratios de transferencia de calor, volumen minimizado, peso extra intermedio y sin limitaciones por las condiciones de contorno o posición del sistema.
  - Contras: Necesidad de alimentación eléctrica externa para los ventiladores y peso extra respecto a la placa sumergida.

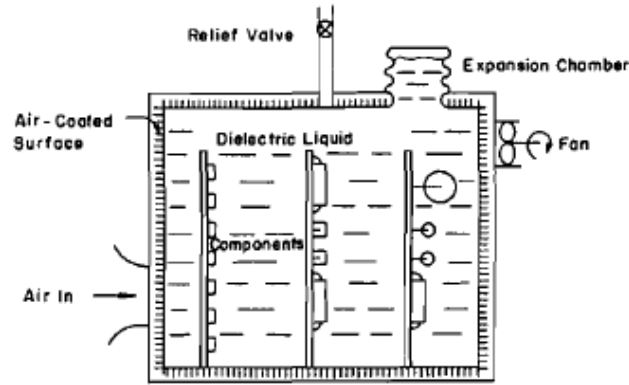


Figura 3-25. Sistema de refrigeración con dieléctrico con condensadores en las paredes [21]

A raíz de la anterior clasificación se van a estudiar dos posibles configuraciones teniendo en cuenta que es una aplicación aeronáutica.

En primer lugar, se ha de tener presente que el entorno de trabajo limita no poder evacuar vapor al entorno de manera despreocupada, la importancia del peso embarcado y las condiciones de contorno cambiantes. Es por ello por lo que se descartan la configuración en evaporación simple y el condensador sumergido.

Además, se va a considerar que el volumen disponible en la bahía de aviónica es limitado así que, entre la arquitectura con condensador exterior o interior, se va a estudiar el interior, que reduce peso y volumen. Se va a aprovechar el uso actual del sistema de refrigeración por ventiladores para el condensador con aire soplado en vez de refrigerantes líquidos. De esta manera, se evita tener que añadir un líquido extra (peso extra) y se utiliza la potencia para los ventiladores actuales sin necesidad de cambio. La arquitectura deberá permitir mayores potencias disipadas, pues no disminuye el consumo eléctrico, para que sea una alternativa viable al compensar el peso añadido.

Finalmente, la otra arquitectura que es implementable a nivel de restricciones aeronáuticas es la que tiene los condensadores soplados en las paredes. En nuestro caso, los condensadores van a ser sustituidos por heat pipes, con coeficientes de transmisión de calor muy superiores, dispuestos en las paredes y sin necesidad de ventiladores. De esta manera, se busca analizar la posibilidad de hacer un sistema autónomo sin potencia eléctrica externa que lo tenga que alimentar y que, a su vez, permita mayor disipación de calor sin problemas de temperaturas.

El proceso de estudio constará de dos etapas:

- Análisis previos: Ambas arquitecturas serán estudiadas con simplificaciones en la geometría y ciertas hipótesis en sus modelados con el fin de discernir qué opción es mejor. Se partirá de unas ciertas condiciones estimadas sin pasar por el transitorio. Esto servirá podrá retroalimentar a la segunda etapa según los resultados obtenidos, pudiendo dar unas condiciones iniciales que ha pasado por una validación previa.
- Análisis en profundidad: La configuración con mejores resultados a nivel de temperaturas será implementada en un estudio más preciso. Se reducen las hipótesis al mínimo posible y se afina la geometría para así obtener un mejor modelado del problema. Se pretende así que los resultados arrojados por ANSYS sea los más fidedignos posibles a una implementación real.

### 3.4.4 Particularización para el sistema a refrigerar

Como se indicó en 3.4.1, el fluido que se va a utilizar es el Novec 7700. Para poderlo usar de forma correcta, se van a presentar todos los datos sobre sus características, incluyendo modelos de comportamiento de las propiedades más relevantes que sufren cambios con la temperatura en problemas térmicos:

Propiedad	Unidades	Valor	Propiedad	Unidades	Valor
Punto de ebullición (1 atm)	°C	167	Tensión superficial	N/m	0.018
Punto de escurrimiento	°C	-50	Viscosidad cinemática	m <sup>2</sup> /s	2.5·10 <sup>-6</sup>
Punto de saturación	°C	78	Viscosidad absoluta	Pa·s	4.54·10 <sup>-3</sup>
Peso molecular	g/mol	528	Presión crítica	MPa	1.41
Coefficiente de expansión	K <sup>-1</sup>	0.0011	Presión de vapor	kPa	<0.1
Densidad del líquido	kg/m <sup>3</sup>	1767	Solubilidad en agua	ppb	<1
Densidad de vapor (167 °C)	kg/m <sup>3</sup>	11.89	Rigidez dieléctrica en 0.1'' de hueco	kV	35
Calor latente de vaporización	J/kg	83400	Resistividad volumétrica	Ω·m	5·10 <sup>9</sup>
Calor específico	J/kg·K	1040	Constante dieléctrica	-	6.7
Conductividad	W/m·K	0.065	GWP	-	420

Tabla 3-6. Tabla de propiedades de Novec 7700 a T=25°C

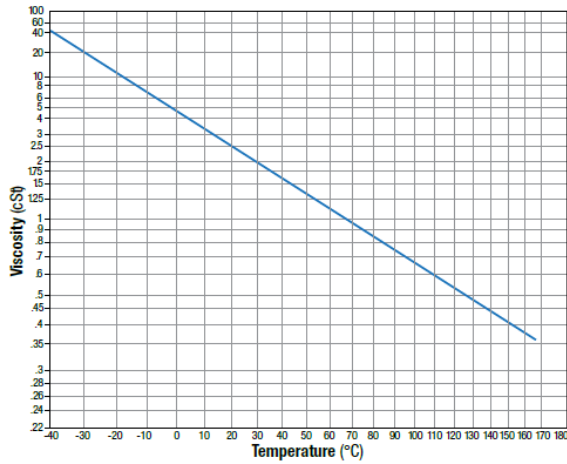


Figura 3-26.  $\nu(T)$  del Novec 7700 [20]

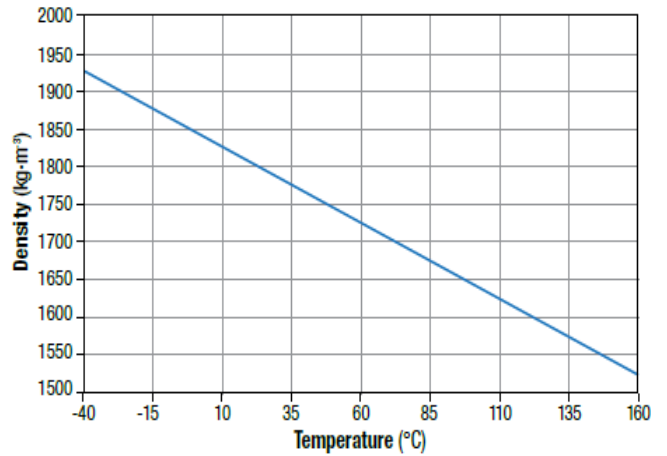


Figura 3-27.  $\rho_l(T)$  del Novec 7700 [20]

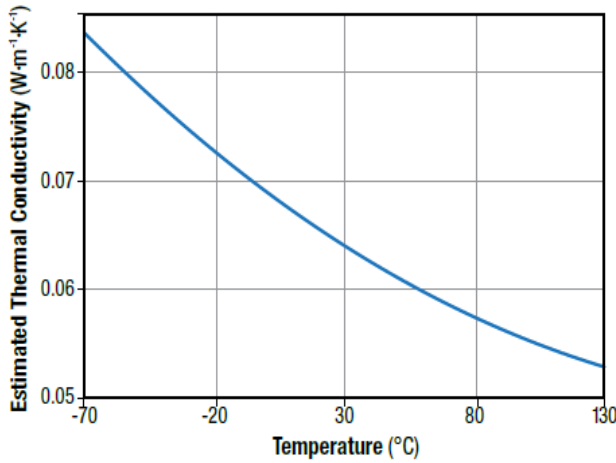


Figura 3-28.  $k(T)$  del Novec 7700 [20]

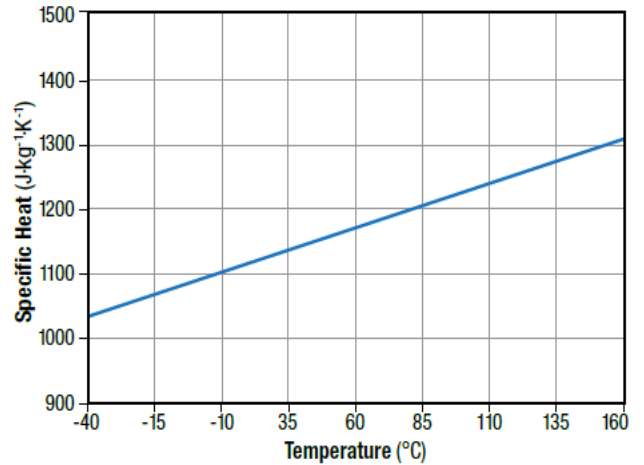


Figura 3-29.  $C_p(T)$  del Novec 7700 [20]

Estas últimas cuatro figuras llevan asociadas sus expresiones matemáticas para que se puedan implementar en los cálculos con mayor exactitud que tomar el número de las gráficas:

$$Z = 10^{10^{11.93 - 4.944 \cdot \log_{10}(T[K])}} - 0.7 \quad (3-70)$$

$$\nu(T) = Z - e^{-0.7487 - 3.295Z + 0.6119Z^2 - 0.3193Z^3} [mm^2/s] \quad (3-71)$$

$$\rho_l(T) = -2.008 \cdot T[^\circ C] + 1847.5 [kg/m^3] \quad (3-72)$$

$$k(T) = 0.069 - 1.798 \cdot 10^{-4} \cdot T[^\circ C] + 4.24 \cdot 10^{-7} \cdot T^2[^\circ C] [W/m \cdot K] \quad (3-73)$$

$$C_p(T) = 991 + 1.370 \cdot T[^\circ C] [J/kg \cdot K] \quad (3-74)$$

Con las propiedades de la Tabla 3-6 y las anteriores ecuaciones, se tiene al Novec 7700 perfectamente caracterizado para la temperatura de trabajo de 40°C. Se aplican dichas propiedades a Rohsenow y Zuber para calcular el calor máximo que puede evacuar:

$$q_{m\acute{a}x} = F' \cdot \frac{\pi}{24} \cdot \rho_v^{0.5} \cdot \lambda \cdot [\sigma \cdot g(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} = 18.00 W/cm^2 \quad (3-75)$$

$$q_{m\acute{a}x} = C_{cr} \cdot \lambda \cdot [\sigma \cdot g \cdot \rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} = 17.97 W/cm^2 \quad (3-76)$$



Se usa el factor para elementos planos de Rohsenow de  $F'=1.14$  y el coeficiente crítico de Zuber  $C_{cr} = 0.149$  devolviendo los mismos resultados. Se puede confirmar que se pueden usar las ecuaciones de Rohsenow para superficie plana tras obtener el mismo  $q_{m\acute{a}x}$  que Zuber si la hipótesis de aplicación de este último es correcta:

$$\bar{D}_{burbuja} = C_z \cdot g \cdot \left( \frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right)^{0.5} = 0.699 \text{ mm} \ll L_{caract} \quad (3-77)$$

En el caso del Novec 7700 no se tiene el parámetro  $C_{sf}$  pero sí que se tiene para otros fluidos similares en contacto con cobre, se utiliza un valor estimado de  $C_{sf}=0.002$ . La familia de aceites sintéticos tiene un valor de  $k=1.7$ . Introduciendo estos valores:

$$\Delta T = \left\{ \frac{q_{m\acute{a}x}}{\mu \cdot \lambda} \cdot \left[ \frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \right\}^{1/3} \cdot \frac{C_{sf} \cdot \lambda \cdot Pr^k}{C_p} = 117.12^\circ C \quad (3-78)$$

El fabricante determina como a temperatura máxima crítica en  $290^\circ C$ , así que se comprueba que no haya problemas:

$$T_{cr} = T_{sat} + \Delta T = 195.12^\circ C \quad (3-79)$$

No habrá problemas de temperaturas.

En último lugar, 3M™ indica que en los ensayos que se han hecho, si bien han obtenido  $q_{m\acute{a}x}=18 \text{ W/cm}^2$ , como en nuestra aplicación, recomiendan no exceder los  $15 \text{ W/cm}^2$ , así que se comprueba que nuestro sistema no tiene problemas en el caso de superficie más exigente:

Componente electrónico	Superficie total [cm <sup>2</sup> ]	Superficie emisora [cm <sup>2</sup> ]	Pérdidas por calor [W]	Flujo de calor [W/cm <sup>2</sup> ]
Power Input Contactor	58.66	58.66	25	0.4262
Power Transfer Contactor 1	87.30	46.70	2.88	0.0617
Power Transfer Contactor 2	176.20	143.90	13.95	0.0969
Diodos	98.62	98.62	40	0.4056
PDP	351.78	134.75	25	0.1855
Cableado	103.78	83.21	18.62	0.2238

Tabla 3-7. Flujos de calor de los elementos disipadores del PDP

Se comprueba que todos los componentes electrónicos que disipan calor lo hacen por debajo de los límites de uso del Novec 7700 siendo la entrada de potencia el elemento crítico a nivel de disipación de calor y que establece el primer limitante de la aplicación del dieléctrico en el PDP: el incremento de potencia en la electrónica está limitado en un 3520%. Este valor es muy superior al actual lo cual a efectos prácticos supondría una gran mejora, pero habrá que comprobar que los requisitos de temperatura no sean más limitadores.

# 4 ANÁLISIS PRELIMINARES

*Por un signo se te cae el avión  
- Fernando Mayoral Masa -*

El análisis que se va a realizar se caracteriza por su régimen transitorio, geometría compleja y condiciones de contorno variables con la altura. Teniendo en cuenta estas características y que existen posibles soluciones para la implementación del dieléctrico embarcado se tienen en cuenta varias opciones de las anteriormente expuestas: configuración con condensador interno y configuración con paredes refrigeradas.

En este capítulo se desarrolla la primera parte del análisis como se introdujo en 3.4.3, los análisis preliminares a los diferentes modelos propuestos.

La estructura para estos análisis se planteará sobre la base del diseño de las configuraciones con ciertas simplificaciones a nivel geométrico y de comportamiento. A continuación, se presentan las variables que se van a buscar en la presentación de resultados y en la toma de decisiones para el análisis en profundidad. Estas configuraciones se implementarán en ANSYS, que se introducirá en el 4.5, de manera que el set-up, modelos, mallado... quedarán determinados. A raíz de los resultados obtenidos, se llevará el análisis en profundidad de la mejor configuración.

## 4.1. Modelos simplificados. Geometría

Ambos casos de geometría están basados en el mismo tipo de simplificación: los detalles en la placa PDP han sido sustituidos por una única zona genérica, la zona de diodos ha desaparecido y los contactos y relés han sido simplificados. Además, los buses se han suprimido y se implementará de manera “simétrica” respecto al plano OYZ para que la malla se reduzca a la mitad. De manera visual esto se puede apreciar a continuación:

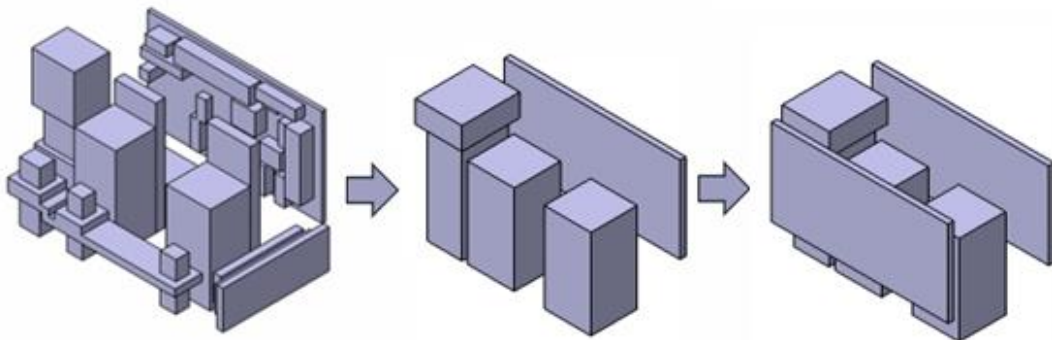


Figura 4-1. Simplificación de la geometría

Por otro lado, ha de tenerse en cuenta que para implementar los sistemas de refrigeración ya sea el

condensador sumergido o las heat pipes se ha de ampliar el tamaño de la carcasa tanto para el modelo simplificado como para el modelo final:

- En el caso del condensador sumergido se necesitan 5 centímetros extras que permitan poder pasar los tubos refrigerantes y que a la vez el líquido dieléctrico pueda sumergir en su totalidad a los elementos electrónicos.
- En el caso de refrigeración en las paredes con las heat pipes, aunque no se tengan que sumergir nada, sí que es necesario asegurarse de que la electrónica va a estar completamente cubierta por el dieléctrico, así que se le añaden 2 centímetros extras a la carcasa. Además, serán necesarios otros 3 centímetros para las heat pipes en la zona superior.

El resultado de estos cambios queda tal que:

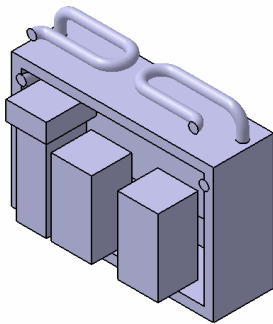


Figura 4-2. Geometría simplificada del sistema de refrigeración con heat pipes

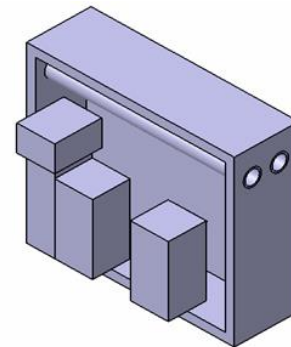


Figura 4-3. Geometría simplificada del sistema de refrigeración con condensador sumergido

Este primer diseño de heat pipes tiene el mismo material y tamaño que el diseño final que se implementó en 3.3.3. En el caso del condensador, los tubos refrigerantes también serán de cobre con un diámetro de 2 cm y 2 mm de espesor con el fin de facilitar el intercambio de calor y que cumpla su función lo mejor posible.

## 4.2. Hipótesis simplificadoras

Al igual que la geometría ha sido simplificada, el comportamiento de la transmisión de calor también lo será. Para obtener unos resultados que se puedan utilizar, pero de manera rápida se parte de ciertas simplificaciones que sin alejarse en exceso de la realidad sí agilicen el proceso de cálculo:

- Modelo bifásico: El líquido dieléctrico se comportará en base a las propiedades de tensión superficial entre sus fases líquido y gas. Esto, junto con el calor específico permite determinar el porcentaje líquido-gas del dieléctrico.
- Modelo Novec 7700: A pesar de que se tienen las propiedades del dieléctrico respecto a los cambios de temperatura, para los análisis preliminares se establece que estas propiedades son constantes e iguales a los valores que se tienen a 25 °C.
- Condiciones de crucero: El líquido se considera sin aceleraciones y en equilibrio horizontal respecto a la gravedad.
- Cambios con la altura: La altura máxima que se considerará será de 10.000 m. Incrementos en la altura implicarán disminución de la temperatura, presión y densidad en el entorno del equipo. También se considera que estos cambios se ven atenuados debido a gran parte de los elementos de la bahía de aviónica seguirán siendo refrigerados por aire sangrado de las primeras etapas del compresor.
- Generación de calor: La pérdida de energía se modela como un flujo de calor por unidad de superficie en vez de una generación de calor propiamente. Este flujo de calor para el modelo simplificado se traduce en 0.192 W/cm<sup>2</sup>.
- Transitorio despreciable: En estos análisis iniciales se desprecia el comportamiento transitorio.

Teniendo en cuenta que el tiempo estacionario de las heat pipes es de aproximadamente 1 segundo, se supone que el comportamiento del dieléctrico no distará mucho por lo que para los cálculos iniciales se desprecia este comportamiento.

- **Zonas adiabáticas:** El contacto entre los cuerpos que modelan la electrónica y la carcasa se considera adiabático, es decir, el flujo de calor en los contactos se considera nula (se ha tenido en cuenta para el cálculo del flujo anterior). El equipo se sitúa sobre el suelo de la bahía de manera que el contacto suelo-carcasa también se considera adiabático.

Si bien todas las simplificaciones anteriores se aplican a ambas configuraciones, hay que añadir una más al modelo con heat pipes en las paredes que es propia solo de sí misma:

- **Heat pipes:** Con el fin de reducir el número de cuerpos donde el software debe tratar con líquidos, las heat pipes en este modelo son sustituidas por cuerpos sólidos del mismo tamaño con una resistencia térmica equivalente de 3000 W/m·K (aproximación al modelo matemático de 3.3.3).

### 4.3. Dominio del sistema

El sistema se compone de varios cuerpos con diferentes naturalezas:

- **Dieléctrico:** comportamiento como un fluido en estado cambiante en función de la temperatura que consta de dos zonas diferenciadas: superior de 2 cm de vapor y la inferior de líquido que cubre la electrónica a refrigerar. (Figura 4-5)
- **Carcasa:** cuerpo sólido de aluminio de 3 mm de espesor. Su geometría se ve ligeramente alterada dependiendo de la necesidad de instalar heat pipes o tubos refrigerantes.
- **Elementos electrónicos:** gracias a la implementación del calor como un flujo y no una generación no es necesario implementarlos de forma explícita, su negativo da lugar a las formas internas del fluido dieléctrico.
- **Entorno:** se considera unas dimensiones para el aire que rodea el equipo del orden de 2 veces el tamaño de este. Se impondrán condiciones de contorno de movimiento residual de aire (Figura 4-4)
- **Heat pipes:** sólidos de material personalizado resultado de sustituir la heat pipe (carcasa, líquido y vapor) por su equivalente. (Figura 4-2)
- **Tubos refrigerantes:** sólidos de cobre de 2 cm de diámetro y 2 mm de espesor por el cual se insufla aire desde el sangrado del compresor. (Figura 4-3)

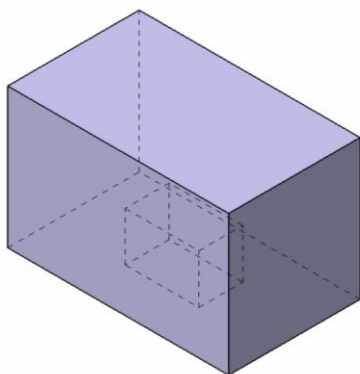


Figura 4-4. Esquema del entorno de la PDU

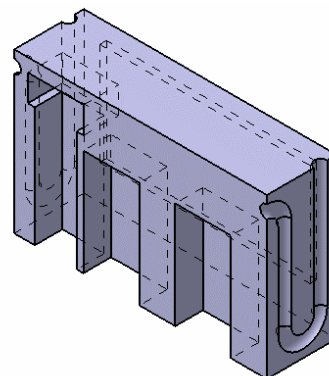


Figura 4-5. Ejemplo del dieléctrico (heat pipes)

El dominio de los cuerpos queda presentado de esta manera queda determinar el cambio de las condiciones que habrá en la bahía de aviónica. Por ello, una variable de análisis relevante será la altura en la que está operando el sistema. En concreto, se va a estudiar el comportamiento del sistema desde la altura del mar hasta 10.000 m de altitud en intervalos de 2 km.

Para poder obtener las condiciones en la bahía del anterior barrido, van a tener en cuenta varios trabajos complementarios que se han desarrollado en el Máster de esta titulación:

- Diseño de un motor turbohélice. En él se desarrollan los principios del diseño de motores a altura de crucero y el cambio de prestaciones cuando se cambia la cota de vuelo. El motor de referencia que se usa es un Pratt&Whitney PW127 típico del C-295. La altura de crucero se establece en 10.000 m y el punto de diseño para el compresor es de  $\pi_c=10$  y  $\theta=5.5$  [22].
- Diseño de compresor y turbina para un aerorreactor. Se realiza un diseño de las etapas, álabes y sangrado de aire y potencia en la turbomáquina. La referencia se mantiene en 10.000 m con  $\pi_c=10$  (la temperatura de la cámara de combustión  $\theta$  no es parte del diseño) [23]

Si se complementan los resultados de ambos estudios se tiene que el aire que se sangra en una aeronave ya sea para sistemas neumáticos, sistema de acondicionamiento de cabina, sistemas de refrigeración... se realiza entre los escalonamientos 2-3 del compresor. En el caso de vuelo a cota nominal se tiene el diseño exacto del aerorreactor con:

	$P_{01}$ [bar]	$P_{02}$ [bar]	$P_{03}$ [bar]	$T_{01}$ [K]	$T_{02}$ [K]	$T_{03}$ [K]
Escalonamiento 1	0.3500	0.4803	0.4745	236.0000	259.2216	259.2216
Escalonamiento 2	0.4745	0.6469	0.6392	259.2216	284.1719	284.1719
Escalonamiento 3	0.6392	0.8641	0.8542	284.1719	310.7478	310.7478
Escalonamiento 4	0.8542	1.1376	1.1252	310.7478	338.3041	338.3041
Escalonamiento 5	1.1252	1.4822	1.4667	338.3041	367.1161	367.1161
Escalonamiento 6	1.4667	1.9096	1.8904	367.1161	397.0032	397.0032
Escalonamiento 7	1.8904	2.3997	2.3779	397.0032	426.1076	426.1076
Escalonamiento 8	2.3779	2.9501	2.9259	426.1076	454.2487	454.2487
Escalonamiento 9	2.9259	3.5250	3.5000	454.2487	480.0505	480.0505

Tabla 4-1. Evolución variables P y T respecto a los escalonamientos [23]

En la Tabla 4-1 se puede obtener que el aire sangrado se encuentra a 284 K y 0.64 bar (nótese que los subíndices 1 y 3 significan entrada y salida del escalonamiento respectivamente y que la salida del 2º es la entrada de 3º). Si esto se complementa con el comportamiento del motor con el cambio de cota de vuelo:

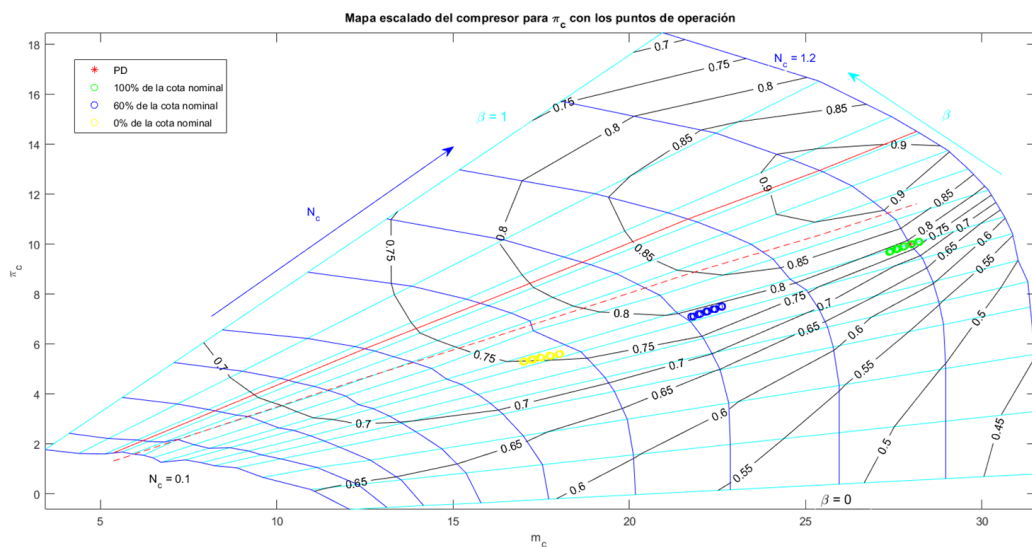


Figura 4-6. Comportamiento de un motor con el cambio de altura de vuelo [22]

Un diseño apropiado de un motor establece unas gráficas de comportamiento sobre su tecnología de diseño ( $\beta$ ) similar al se ve en la Figura 4-6. En los puntos verdes se representa el motor a cota nominal y con diferentes grados de calentamiento, en azul al 60% (6000 m) y en amarillo en el despegue. La relación de compresión ( $\pi_c$ ) pasa de 6 a 10 y el gasto másico de 28 kg/s a 18 kg/s con una dependencia aproximadamente lineal (presión y densidad) con los cambios de altura.

Con los códigos desarrollados para los anteriores trabajos del Máster, se procede a calcular las propiedades del aire sangrado. En el diseño general del motor se pueden obtener los rendimientos corregidos de dicho motor a diferentes altitudes, así como gastos másicos y el resto de las variables necesarias para el diseño del compresor y turbina. Con estos datos y con el diseño ya fijado en el punto de diseño de crucero, tan solo es necesario variar los datos de entrada para el compresor y obtener las propiedades del aire entre el 2º y 3º escalonamiento. De aquí se obtienen los puntos a 2000 m, 4000 m, 6000 m, 8000 m y 10000 m que serán utilizados en el análisis del PDP.

Además, en las siguientes figuras, se puede comprobar que el comportamiento del aire sangrado del motor es similar a la Atmósfera Estándar Internacional (ISA) para la densidad y presión mientras que la temperatura del aire no sufre grandes cambios.

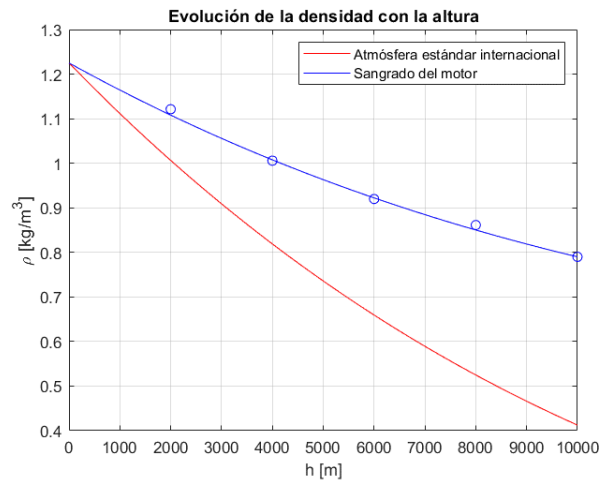


Figura 4-7. Evolución de la densidad con la altura: ISA vs sangrado de motor

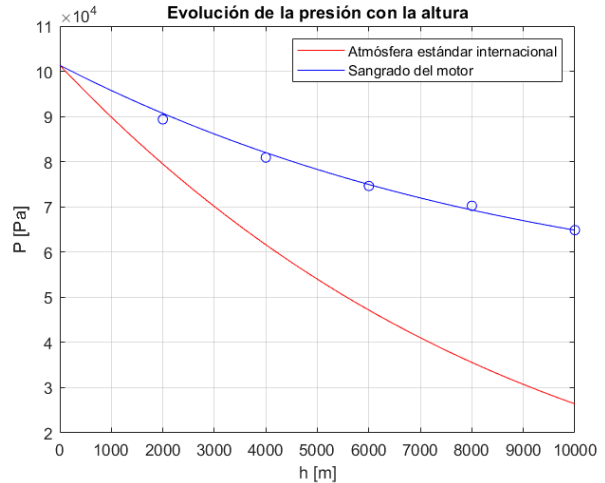


Figura 4-8. Evolución de la presión con la altura: ISA vs sangrado de motor

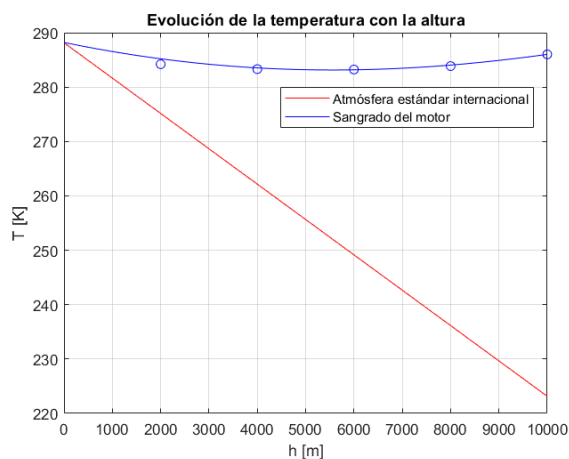


Figura 4-9. Evolución de la temperatura con la altura: ISA vs sangrado de motor

En la siguiente tabla resumen se muestran las propiedades para los puntos relevantes en este análisis:

Altura [m]	Presión [Pa]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Temperatura [K]
0	101325	1.225	288.15
2000	89482	1.114	284.83
4000	80701	0.9992	284.55
6000	74567	0.9197	284.12
8000	68473	0.8337	283.03
10000	64848	0.7900	284.17

Tabla 4-2. Condiciones del aire sangrado de la bahía según la altura

Los cambios de altura dan lugar a modificaciones en las condiciones de contorno, es por lo que además de estudiar los valores de las temperaturas máximas alcanzadas en las diferentes partes del sistema, también se determinará el momento crítico de actuación de dicho sistema.

#### 4.4. Variables para analizar y restricciones

Los resultados que arroja el estudio del PDP que da lugar a este análisis y diseño de un nuevo sistema de refrigeración tiene como principal conclusión los problemas de temperatura que tiene el chasis que no cumple con las restricciones de temperatura, lo que impulsa este proyecto. Con esta filosofía, se establecen ciertas variables que deberán analizarse en ambas configuraciones. De estos valores a analizar tendremos dos tipos:

- **Restricciones:** Se trata de los valores críticos para ciertas variables que imposibilitan el empleo de algunos de los diseños si estos límites son sobrepasados.
- **Optimizadores:** Son las variables que en el estudio preliminar permiten elegir dentro de ambas opciones cuál de las dos se comporta mejor para ser analizada en profundidad.

En primer lugar, muchas de las restricciones se han ido presentando con anterioridad cuando se han ido introduciendo las diferentes partes del diseño de la PDU y la refrigeración. Con el fin de tenerlo todo de manera clara y concisa se recogen a continuación:

- Rango de temperatura de trabajo del líquido de las heat pipes: agua entre 5 y 250 °C (Tabla 3-3)
- Límite de la potencia evacuada por cada heat pipe: 255.84 W ((3-57))
- Rango de temperatura de dieléctrico: Novec 7700 entre -30 y 155 °C (Tabla 3-5)
- Flujo de calor máximo del Novec 7700: 15 W/cm<sup>2</sup>, es decir, como máximo un 3520% del calor actual (Tabla 3-7)
- Temperaturas máximas de los elementos del sistema:

Elemento	Temperatura máxima permitida [°C]
Chasis	85
Contactador Assembly	150
Contacto 1	125
Contacto 2	125
Diodos	125
Sensor 1	125
Sensor 2	125
PCB	150

Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU

Además de las restricciones es necesario fijar ciertos criterios de elección para poder evaluar qué opción es mejor en el caso de que ambas cumplan con todas las restricciones:

- Temperatura máxima: se evaluará qué sistema tiene una temperatura máxima inferior
- Márgenes: se evaluará la diferencia de temperatura respecto a los límites de cada elemento
- Mejora porcentual: la mejor de ambas configuraciones se comparará con la solución actual para evaluar su viabilidad de mejora.

## 4.5. Configuración en ANSYS Fluent

Como se ha explicado a lo largo de la memoria, el objetivo principal del análisis consiste en desarrollar un sistema de refrigeración alternativo que puede cubrir las necesidades del futuro de la aviónica. Para ello son necesarios métodos de cálculo de CFD (Computational Fluid Dynamics) como es ANSYS Fluent. El uso adecuado de este software de resolución tiene como objetivo predecir los valores reales del sistema con la mayor precisión posible gracias a un amplio abanico de personalización respecto a sus métodos de cálculo.

Las siguientes secciones explican el proceso de configuración de ANSYS Fluent y los métodos de resolución utilizados para conseguir los mejores resultados posibles.

### 4.5.1 ANSYS Fluent: el software

El software ANSYS es un software generalizado basado en elementos finitos que permite resolver problemas de mecánica de fluidos, ya sea con o sin transferencia de calor. Esto significa que aplica las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y, en el caso que sea necesario, la ecuación de la energía a un volumen diferencial de fluido. De esta manera, se puede desarrollar un sistema de ecuaciones y luego se puede deducir la energía transmitida en forma de calor.

Es una forma de resolución numérica donde se definen una serie de volúmenes discretos de control (celdas) y el sistema de ecuaciones se resuelve en cada uno de ellos secuencialmente. Para ello, es necesario configurar un set-up adecuado con las condiciones de contorno necesarias para su resolución y, en el caso de problemas no estacionarios, las condiciones de iniciales que determinen el problema.

Por otro lado, el software ANSYS permite al usuario tanto importar la geometría desde una plataforma CAD, por ejemplo, CATIA en el caso que se desarrolla en este análisis, como incluso diseñarla por con su propio software con la opción de Design Modeler o Space Claim. Además, se pueden crear mallas automáticamente con el software de mallado de ANSYS. Este módulo tiene implementadas herramientas de customización de mallado: se pueden crear, modificar y mejorar (en cuanto a calidad) específicamente mallas para fluidos.



El software de ANSYS también cuenta con diferentes solucionadores que pueden predecir con precisión el comportamiento del fluido dependiendo del tipo de flujo que se esté tratando. Por último, cuenta con potentes opciones de post-procesado que permiten obtener el máximo rendimiento de los resultados pudiendo presentarse estos de la forma que se estime oportuna.

## 4.5.2 Configuración en ANSYS

Para un análisis numérico correcto y válido, la configuración de los parámetros que intervienen tiene que ser de forma que permita que la simulación sea lo más cercana posible a la realidad. Eso significa que, desde la construcción de la geometría hasta la configuración del solucionador, la elección de los modelos e hipótesis simplificadoras debe ser coherente y estar bien argumentada. Las siguientes subsecciones discuten la construcción del modelo de simulación para ambas configuraciones.

### 4.5.2.1 Importación de geometría

Las Figura 4-10, Figura 4-11, Figura 4-12 y Figura 4-13 muestran las geometrías importadas para las simulaciones de ANSYS. Como se puede observar, son las construcciones simplificadas como se presentaba en el 4.1, pero en el entorno de ANSYS. Para ello, se han convertido a un formato universal para software de CAD como es el STP y se han importado.

En las primeras dos figuras se muestra la configuración del condensador sumergido. El equipo importado se divide por la mitad por el plano de simetría (plano amarillo) de las hipótesis de 4.2. Se pueden apreciar los tubos que se usarán de condensadores en la Figura 4-11 mientras que la representación de la entrada en azul y salida del flujo refrigerador se muestra en la Figura 4-10.

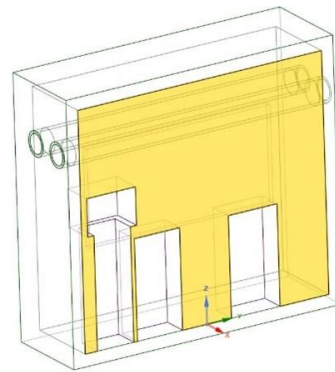
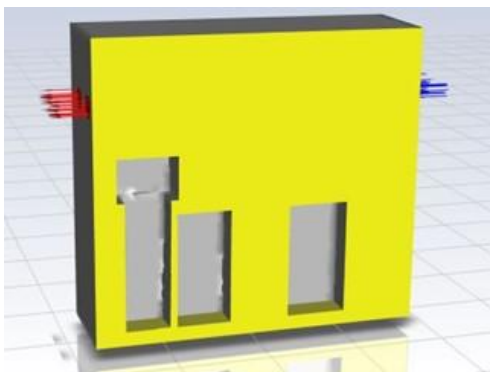


Figura 4-10. Geometría importada a Design Modeler      Figura 4-11. Geometría importada: vista transparente

En las dos siguientes, al igual que se hacía para la configuración sumergida, se realiza para el caso de implementación de las heat pipes en la pared. En esta ocasión el movimiento de aire que se tiene de entrada y salida se configurará a menor velocidad para simular un movimiento residual de aire en la zona superior del equipo debido a que está en la bahía de aviónica con otros muchos equipos que sí se refrigeran por aire.

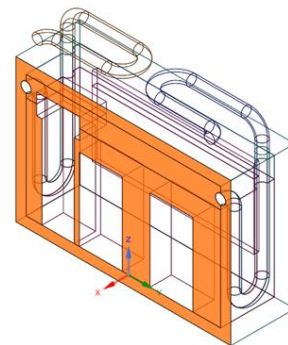
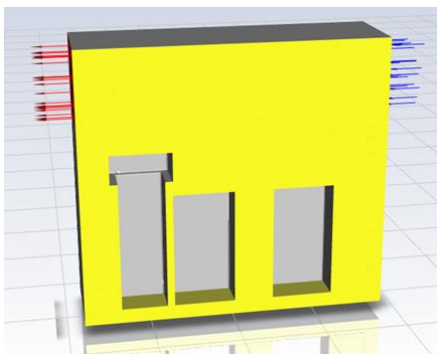


Figura 4-12. Geometría importada a Design Modeler      Figura 4-13. Geometría importada: vista transparente

#### 4.5.2.2 Mallado

El mallado que se ha desarrollado para ambas configuraciones sigue las mismas características que quedan resumidas en la Tabla 4-4:

	Condensador sumergido	Paredes refrigeradas
Número de elementos	~2070000	~990000
Número de nodos	~390000	~210000
Tipo de elementos	Tetraedros	Tetraedros
Tipo de mallado	No estructurada	No estructurada
Inflación en las paredes	No (preliminar)	No (preliminar)
Nº de capas en las paredes	-	-
Tamaño de la primera capa	-	-
Tamaño máximo de elemento	0.0025 m (fluidos) 0.01 m (sólidos)	0.0025 m (fluidos) 0.01 m (sólidos)

Tabla 4-4. Definición del mallado en ANSYS

El número de nodos y elementos se elige teniendo en cuenta que se trata de un análisis preliminar y lo que premia en esta fase es obtener los mejores resultados posibles en un tiempo reducido. Se selecciona el tipo de elemento tetraédrico porque ahorra tiempo y energía computacional debido a la menor cantidad de nodos involucrados en el sistema [24]. También se tiene una malla no estructurada, por lo que es más fácil y rápido de resolver por el software que tiene implementado Fluent. Incluir capas de inflación en el dominio del fluido se deja para el análisis en profundidad pues implica del orden de unas 10 capas en todas las superficies de contacto sólidos líquidos. Habrá que tomar con cuidado los resultados cerca de las paredes donde haya mayor transferencia de calor al no haberse incluido el modelado de la capa límite térmica.

De manera personalizada en cada configuración, es necesario reducir el número de nodos y establecer contactos entre cuerpos para asegurar la continuidad. Se aprovecha esto para introducir herramienta de control de caras además del control volumétrico estructurado para conseguir así mallas con mejores propiedades: calidad, ortogonalidad y asimetría. El resultado de las mallas es tal que:

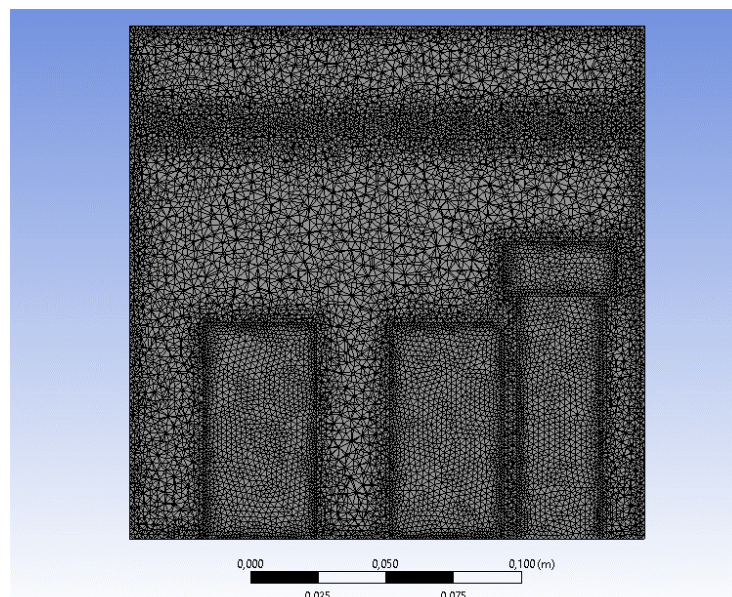


Figura 4-14. Vista de la malla en el plano de simetría para la configuración de condensador sumergido

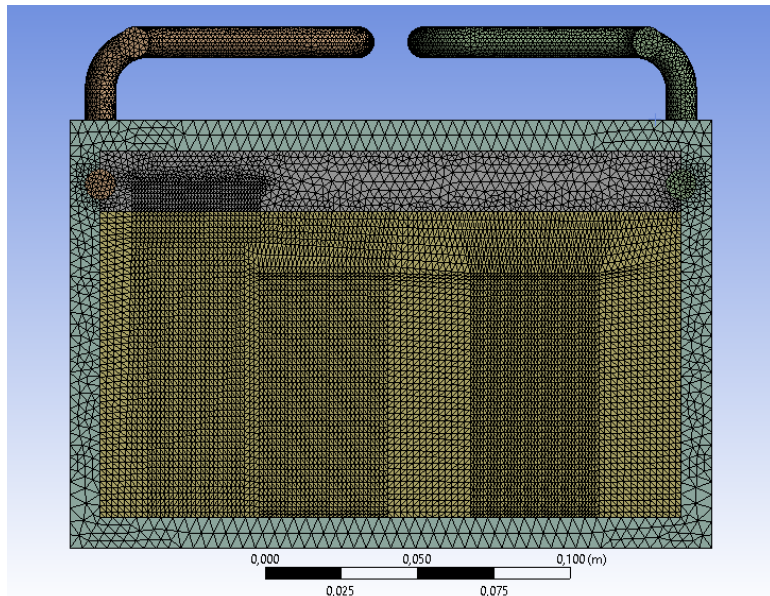


Figura 4-15. Vista de la malla en el plano de simetría para la configuración de paredes refrigeradas  
Y la distribución calidades que conllevaban estas mallas se pueden ver a continuación. Para comprender las figuras hay que tener en cuenta que:

- **Calidad de los elementos:** Es el valor más relevante que entrega el diseñador de mallados de ANSYS. Mientras más cercano a 1, mejor se comportará el elemento. La media de los elementos de la configuración con condensador sumergido es de 0.781 y la de paredes refrigeradas es de 0.802.
- **Ortogonalidad:** Los elementos con valores cercanos a la unidad facilitan el cálculo entre la continuidad de elementos. El uso de elementos tetraédricos para disminuir la cantidad de estos hace que este valor aumente.
- **Asimetría:** Al contrario que los anteriores valores, valores cercanos a 0 implican un mejor comportamiento del elemento.
- **Relación de aspecto:** No está ligado directamente con la calidad del mallado pues implica la relación del largo y ancho del elemento. Se sacan las estadísticas del análisis de las mallas para su comparativa con la malla que se realiza en el análisis en profundidad (cambios al meter capas de inflación).

Aquí se muestran los datos relativos a la configuración con condensador sumergido:

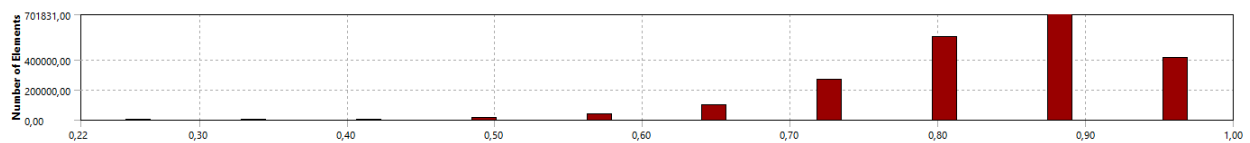


Figura 4-16. Calidad de los elementos de la malla con condensador sumergido

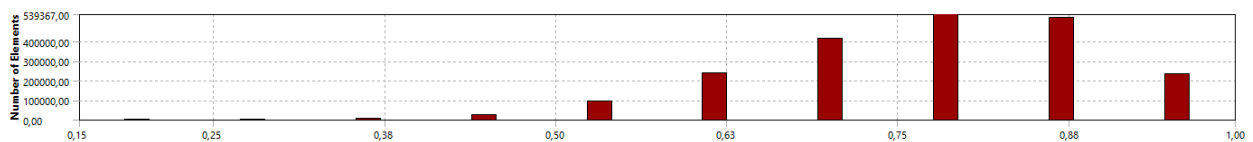


Figura 4-17. Ortogonalidad de los elementos de la malla con condensador sumergido

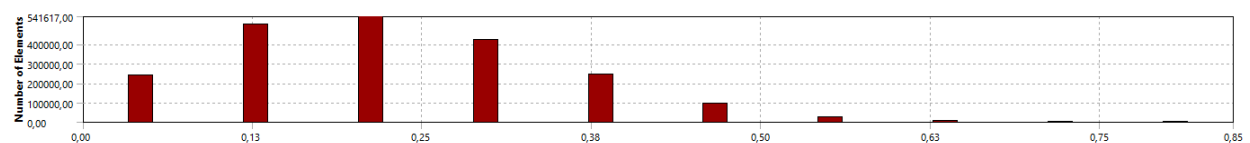


Figura 4-18. Asimetría de los elementos de la malla con condensador sumergido

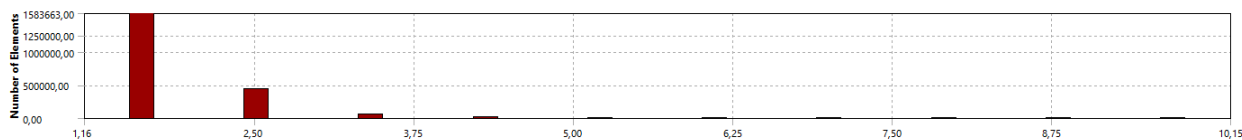


Figura 4-19. Relación de aspecto de los elementos de la malla con condensador sumergido

Y aquí se pueden consultar las estadísticas relativas a la malla de la configuración de pared refrigerada:

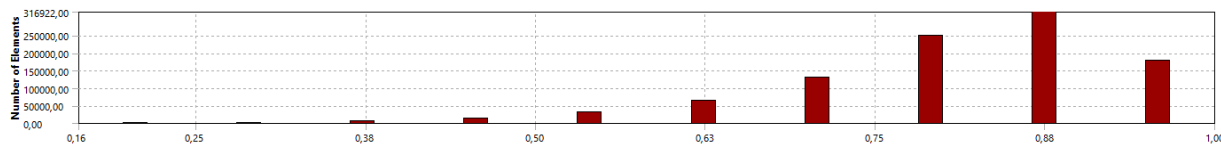


Figura 4-20. Calidad de los elementos de la malla con paredes refrigeradas

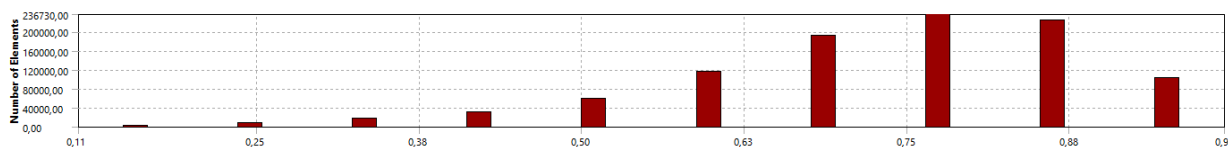


Figura 4-21. Ortogonalidad de los elementos de la malla con paredes refrigeradas

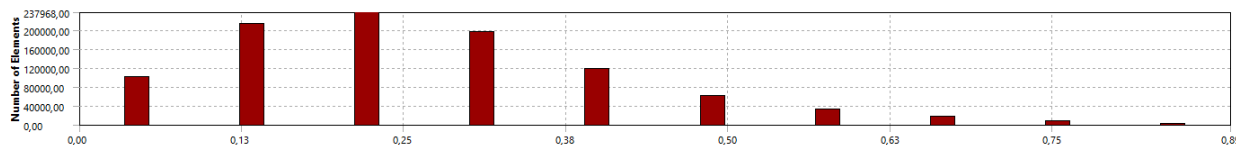


Figura 4-22. Asimetría de los elementos de la malla con paredes refrigeradas

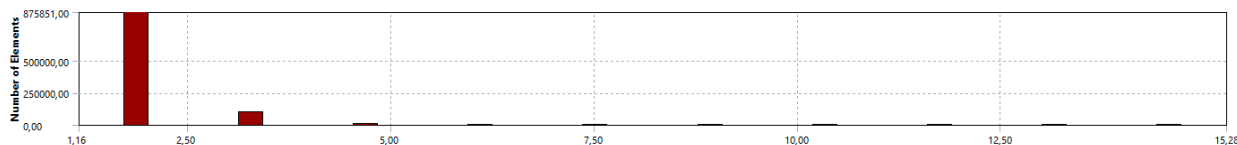


Figura 4-23. Relación de aspecto de los elementos de la malla con paredes refrigeradas

#### 4.5.2.3 Set-up

Una vez diseñada la malla, el propio software de ANSYS obliga al usuario a establecer los límites y restricciones a los que se va a someter el dominio. La Tabla 5-5 resume los parámetros que se tuvieron que definir en cada sección para que el proceso de resolución fuera lo más fiel a la realidad posible, siempre bajo las hipótesis tomadas para este capítulo.

En primer lugar, el “solver” (solucionador) se configuró basado en la presión. Esta es la configuración se recomienda cuando el fluido tiene un número de Mach, es decir, cuando el flujo es subsónico y actúa como incompresible. Esto sucede cuando  $Mach < 0.3$ , lo cual es cierto en todos los casos de los análisis de este estudio. El solucionador basado en la presión disminuye el tiempo de cálculo, ya que supone que la densidad es constante, por lo que las ecuaciones se calculan en función de las ecuaciones de presión. Si no se hiciera así, el solucionador basado en densidad requeriría una nueva ecuación para poder resolver el sistema, lo cual implicaría mayor tiempo de cálculo [24].

En la misma sección, se activó la opción constante para tener una solución no dependiente del tiempo (lo que se busca es la operación en una situación promedio).

En segundo lugar, en la sección de modelo es necesario activar la ecuación de energía para permitir la transferencia de calor entre interfases. El modelo de viscosidad que se establece es el  $k-\omega$  estándar. Este es un modelo de Navier-Stokes con promedio de Reynolds de dos ecuaciones que empareja la energía cinética turbulenta ( $k$ ) con la tasa específica de disipación de energía cinética ( $\omega$ ). Es un modelo popular entre las aplicaciones ingenieriles, especialmente cuando existe transferencia de calor y/o las interacciones cercanas a la

pared son especialmente relevantes [24]. Aunque puede ser un modelo complejo que supone un tiempo extra de resolución, se va a utilizar esta opción pues, sobre el papel, debería dar los mejores resultados en análisis con turbulencia.

El último paso es definir los materiales. El Novec 7700 debe ser introducido como un material personalizado, al no estar en la base de datos de ANSYS, de manera que crea el material y se le asignan las propiedades a  $T=288.15K$  (como se indicó en 4.2) respecto a la información proporcionada por el fabricante. El material sólido de la carcasa es aluminio [8] y las propiedades se fijan respecto a la base de datos relativos al aluminio del propio software. Además, debe crear un material personalizado equivalente para el caso de las heat pipes para la configuración de pared refrigerada, mientras que para el condensador sumergido se utilizará el cobre de la base de datos de ANSYS para los tubos. Finalmente, al dieléctrico y aire del entorno se asignó la característica de dominio fluido a cada cuerpo y de dominio sólido a la carcasa y tuberías o heat pipes (según la configuración que corresponda).

#### 4.5.2.4 Condiciones de contorno

Para definir las condiciones de contorno se tendrán diferencias entre ambas configuraciones. Se tiene una tabla resumen sobre estas condiciones y el set-up al final de esta sección.

En primer lugar, se marca la condición de contorno de simetría en el plano medio que se observa en las Figura 4-11 y Figura 4-13. Para ello, es necesario poder delimitar todos los cuerpos que forman parte de este plano: dieléctrico, entorno, carcasa y en la configuración que lo requiere, las heat pipes.

En segundo lugar, el entorno tiene un movimiento de aire residual que se fija en 0.5 m/s con caras de entrada y de salida donde la presión y las propiedades del aire utilizado varían para los diferentes casos de altitud respecto a la Tabla 4-2. La salida del volumen de control se modela por “Gauge Pressure” nulo. Estos movimientos son de carácter turbulento, pero no de gran intensidad por lo que se fijan con intensidad de turbulencia del 2.5% y un ratio de 5. [24]

Por otro lado, para la configuración con tubos de cobre como condensadores, el aire que va por ellos se fija a 30 m/s (pudiéndose aplicar también que  $M < 0.3$  y el modelo basado en presiones ser correcto). También un carácter turbulento, pero de mayor intensidad por el incremento de velocidad y reducción del espacio donde se mueven por lo que su intensidad de turbulencia y ratio suben [24]. Al tratarse de una tubería esta puede quedar determinada por diámetro hidráulico que para el caso de una tubería es el propio diámetro:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi R^2}{2\pi R} = 2R = D \quad (4-1)$$

Volviendo a la configuración del problema basado en las hipótesis anteriormente expuestas, se fija el flujo de calor en  $0.192 \text{ W/cm}^2$  en todas las caras que no se consideraron adiabáticas en el desarrollo del apartado 4.2. Este flujo de calor se incrementará para obtener el valor máximo que puede disipar el sistema. Además, se marcan como caras adiabáticas aquellas que por hipótesis se propusieron con tal comportamiento.

Finalmente, se configura el comportamiento bifásico que tiene el dieléctrico en el paso de líquido a gas. Se incluye un espacio inicial de 2 cm libres en la parte superior del interior de la carcasa que será ocupada presumiblemente por el dieléctrico en fase gaseosa. Habrá que medir la presión en dicha zona para poder certificar que no van a existir grandes diferencias de presión entre el exterior e interior y que la carcasa pueda soportarlas. El comportamiento de este modelo bifásico se base en el equilibrio de fuerzas de tensión superficial donde el coeficiente de la tensión superficial es de  $0.018 \text{ N/m}$ .

Sección	Parámetro	Definición	Información extra
General	Solucionador	Basado en presión	$M < 0.3$
	Tiempo	Estacionario	Hipótesis
	Energía	Activada	-
Modelo	Viscoso	k- $\omega$ estándar	-
	Bifásico	Equilibrio fuerzas de tensión superficial	0.018 N/m
Materiales	Fluido	Dieléctrico	Fabricante
	Fluido	Aire	Tabla 4-2
	Sólido	Aluminio	Base de ANSYS
	Sólido	Cobre	Configuración 1
	Sólido	Heat pipes	Configuración 2
Condiciones de contorno generales	Entrada de flujo en el entorno	$V = 0.5 \text{ m/s}$	$M < 0.3$
	Salida de flujo del entorno	$\nabla P = 0$	Turbulencia 2.5% y ratio 5
Condiciones de contorno de la configuración 1	Flujo de calor	$Q = 0.192 \text{ W/m}^2$	Parámetro análisis
	Entrada de flujo tubos	$V = 30 \text{ m/s}$	$M < 0.3$
	Salida de flujo tubos	$\nabla P = 0$	$D_h = 2R$
Residuos	Continuidad	Velocidades	$10^{-4}$
	Momento	Momentos	$10^{-4}$
	Turbulencia	Modelo laminar	$10^{-4}$
	Energía	Temperaturas	$10^{-6}$

Tabla 4-5. Resumen condiciones de contorno, modelo y set-up de los análisis preliminares en ANSYS Fluent

## 4.6. Resultados de los análisis

En este capítulo se muestran los resultados que se han obtenido con ambas configuraciones con el set-up de ANSYS que se ha desarrollado con anterioridad. Además, se desarrolla un análisis extendido para la mejor configuración en busca de los límites de funcionamiento del sistema.

### 4.6.1 Resultados para la configuración con condensador sumergido

En primer lugar, se muestran las gráficas de las distribuciones de temperatura sobre componentes electrónicos y carcasa y la presión en la zona superior de la carcasa debido al cambio de fase a gas. Al final, se recapitulan los resultados en la Tabla 4-6:

Para nivel del mar se tienen los siguientes comportamientos:

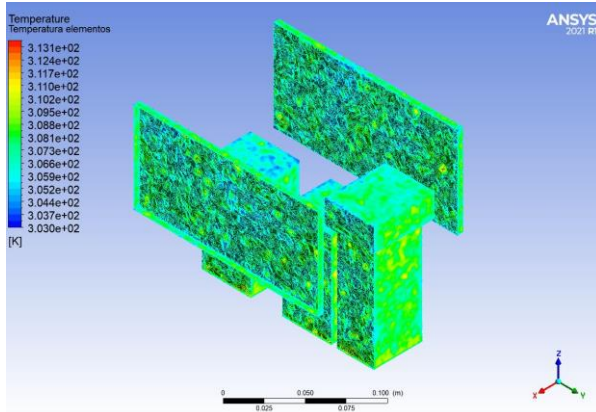


Figura 4-24. Distribución de T [K] de la electrónica

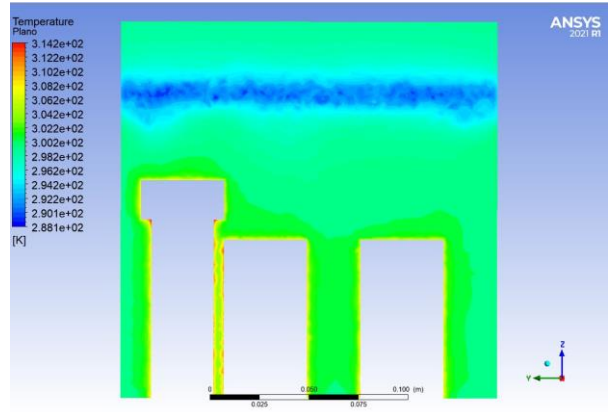


Figura 4-25. Distribución de T [K] del plano de simetría

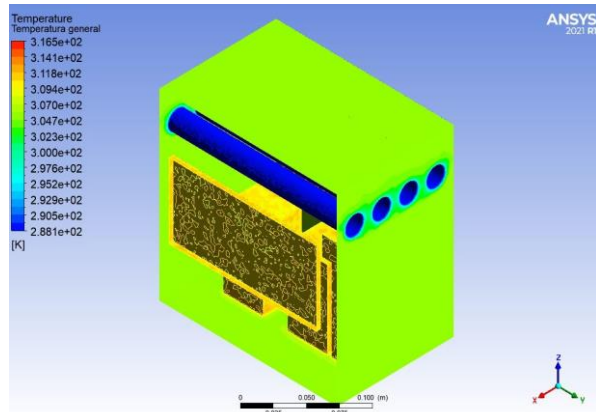


Figura 4-26. Distribución T [K] general

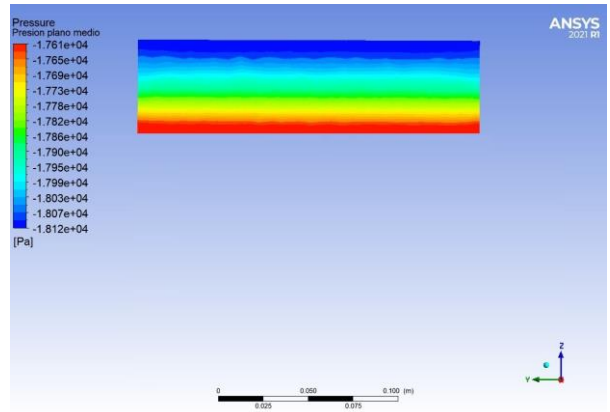


Figura 4-27. Distribución P [Pa] zona gas

Los resultados para 2000 m:

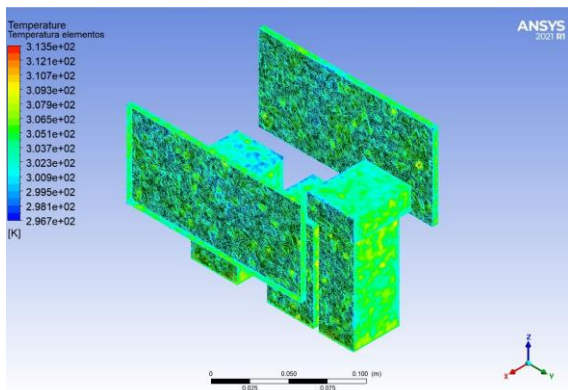


Figura 4-28. Distribución de T [K] de la electrónica

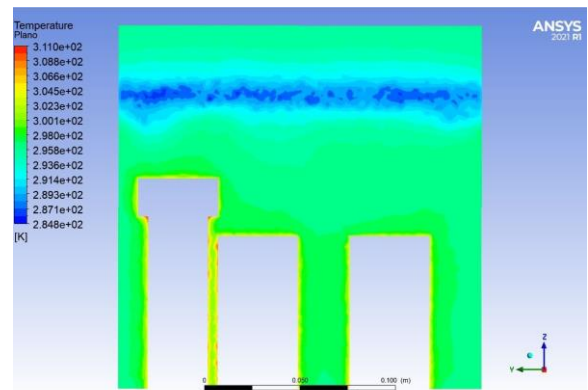


Figura 4-29. Distribución de T [K] del plano de simetría

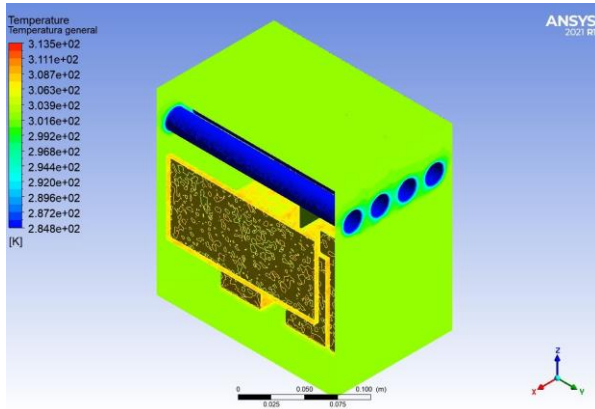


Figura 4-30. Distribución T [K] general

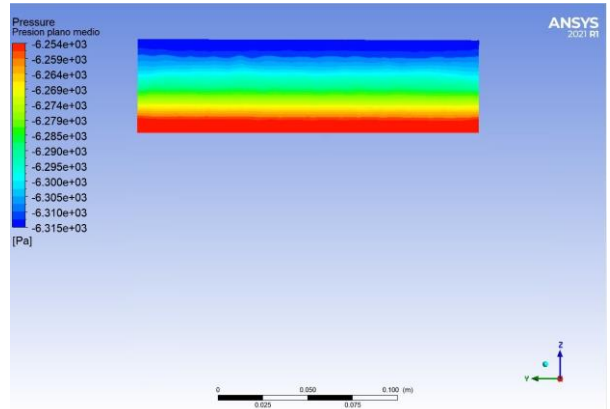


Figura 4-31. Distribución P [Pa] zona gas

Los resultados para 4000 m:

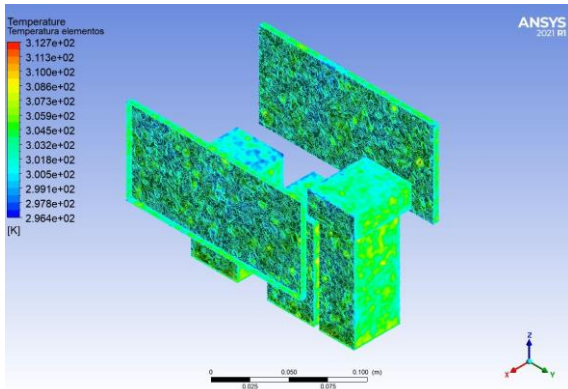


Figura 4-32. Distribución de T [K] de la electrónica

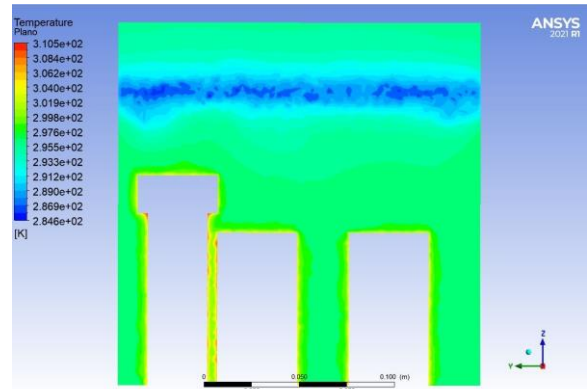


Figura 4-33. Distribución de T [K] del plano de simetría

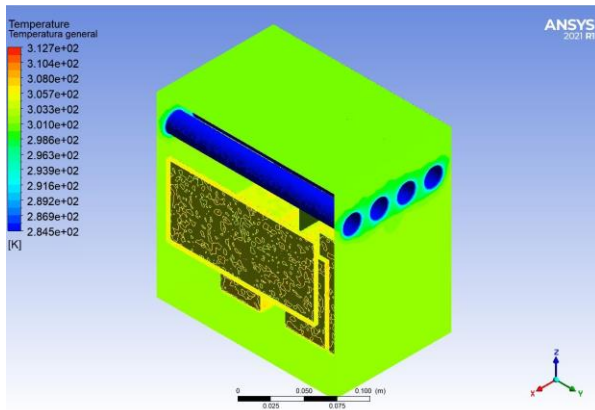


Figura 4-34. Distribución T [K] de la carcasa

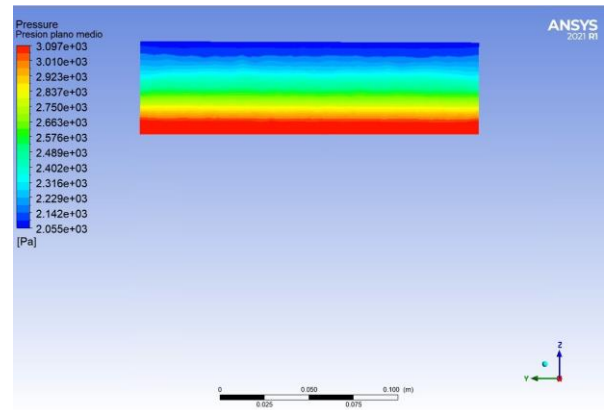


Figura 4-35. Distribución P [Pa] zona gas



Los resultados para 6000 m:

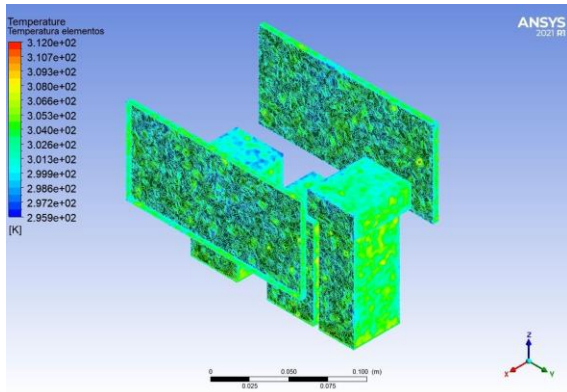


Figura 4-36. Distribución de T [K] de la electrónica

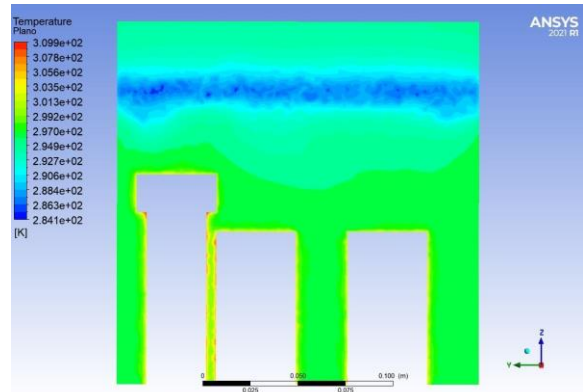


Figura 4-37. Distribución de T [K] del plano de simetría

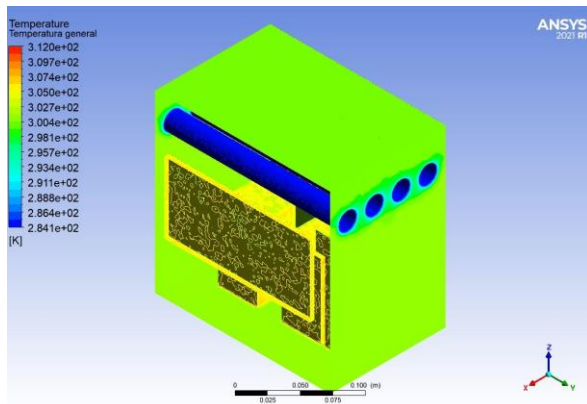


Figura 4-38. Distribución T [K] de la carcasa

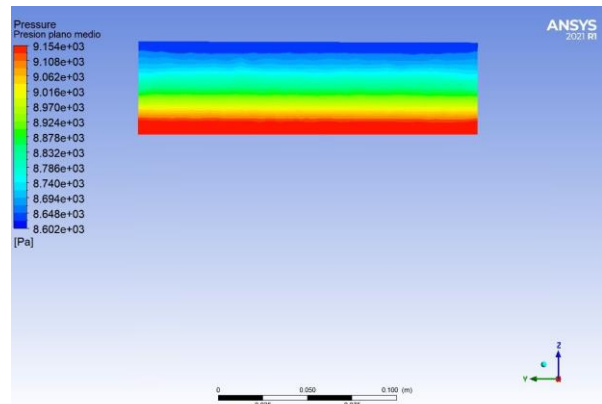


Figura 4-39. Distribución P [Pa] zona gas

Los resultados para 8000 m:

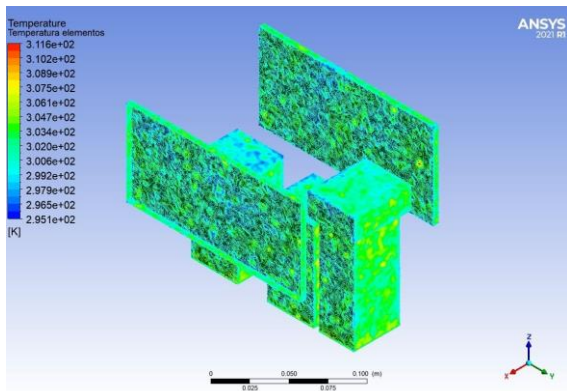


Figura 4-40. Distribución de T [K] de la electrónica

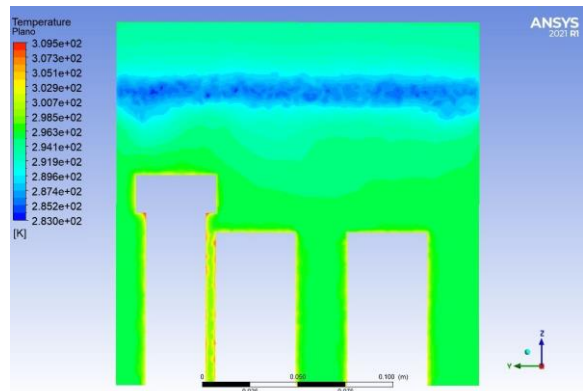


Figura 4-41. Distribución de T [K] del plano de simetría

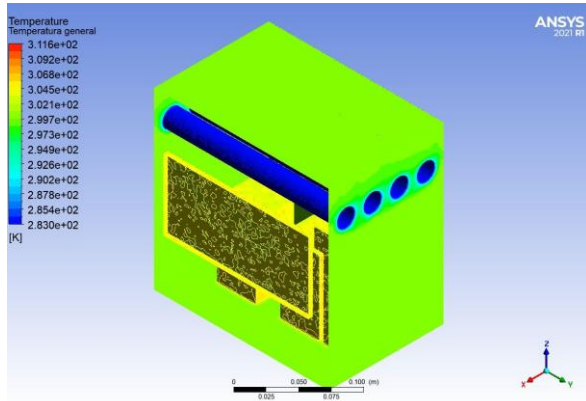


Figura 4-42. Distribución T [K] general

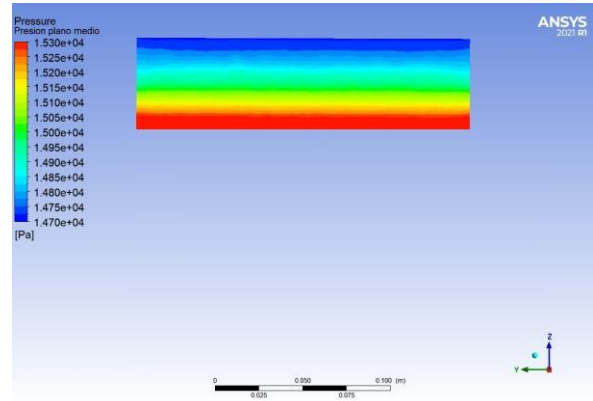


Figura 4-43. Distribución P [Pa] zona gas

Y finalmente, los resultados para 10000 m:

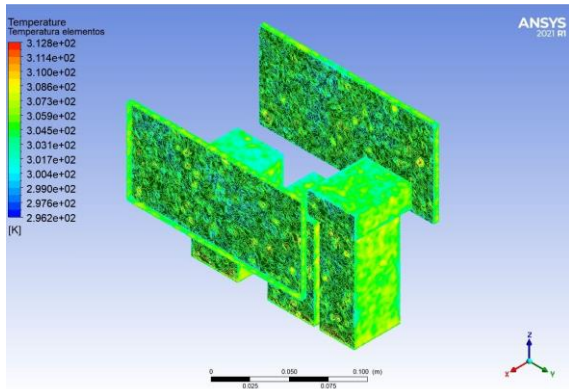


Figura 4-44. Distribución de T [K] de la electrónica

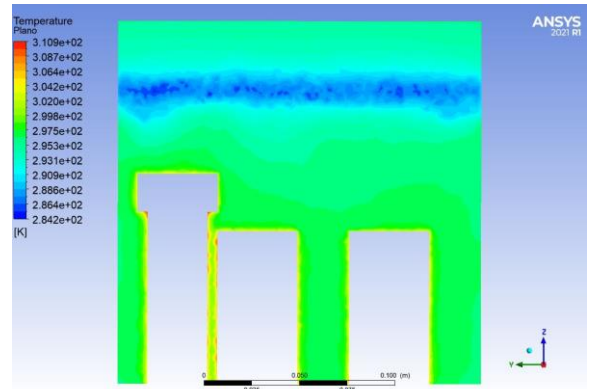


Figura 4-45. Distribución de T [K] del plano de simetría

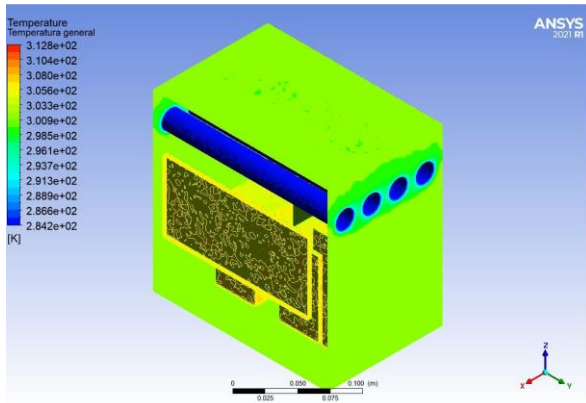


Figura 4-46. Distribución T [K] general

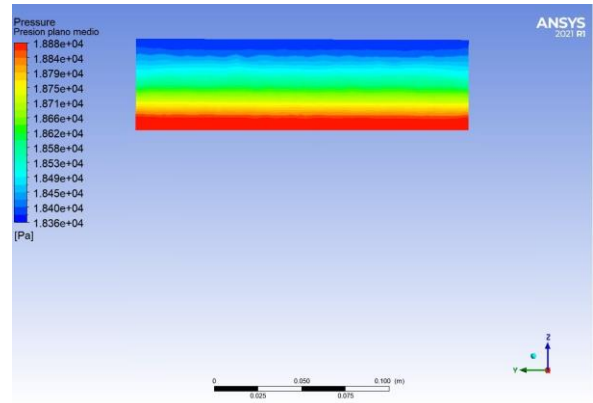


Figura 4-47. Distribución P [Pa] zona gas

Los valores máximos que podrían suponer problemas de viabilidad por temperaturas o presión quedan recogidos a continuación:

Altura [m]	$\Delta P$ [Pa]	T Carcasa [K]	T PCB [K]	T Otros [K]	T dieléctrico [K]
10000	18881	303.02	312.81	311.03	312.81
8000	15302	301.11	311.53	309.77	311.53
6000	9154	302.40	312.02	310.43	312.02
4000	310	302.98	312.74	311.15	312.74
2000	-6254	303.71	313.48	311.92	313.48
0	-17615	307.58	316.51	314.89	316.51

Tabla 4-6. Tabla resumen de los análisis de la configuración con condensador sumergido

Cumple todas las limitaciones asociadas a la Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU. Además, los gradientes de presión son del orden máximo de 19 kPa, lo cual es equivalente a la diferencia de presiones entre el nivel del mar y unos 1800 m, por lo que se considera más que asumible.

#### 4.6.2 Resultados para la configuración con paredes refrigeradas

En primer lugar, se muestran las gráficas de las distribuciones de temperatura sobre componentes electrónicos y carcasa y la presión en la zona superior de la carcasa debido al cambio de fase a gas. Al final, se recapitulan los resultados en la Tabla 4-7:

Para nivel del mar se tienen los siguientes comportamientos:

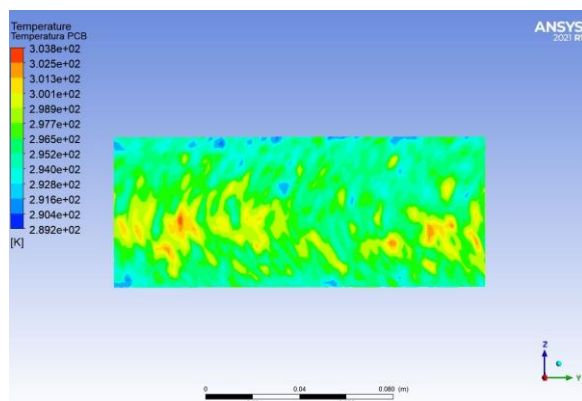


Figura 4-48. Distribución de T [K] del PCB

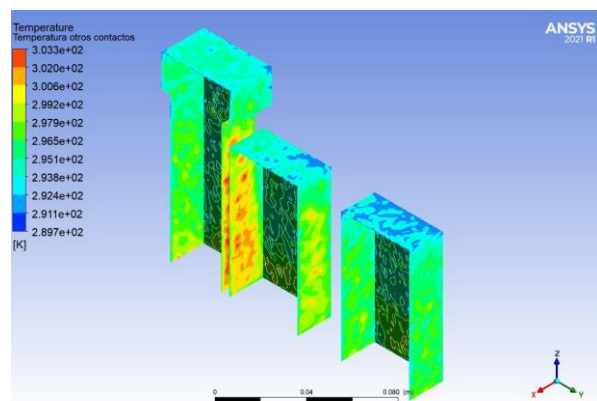


Figura 4-49. Distribución de T [K] de componentes

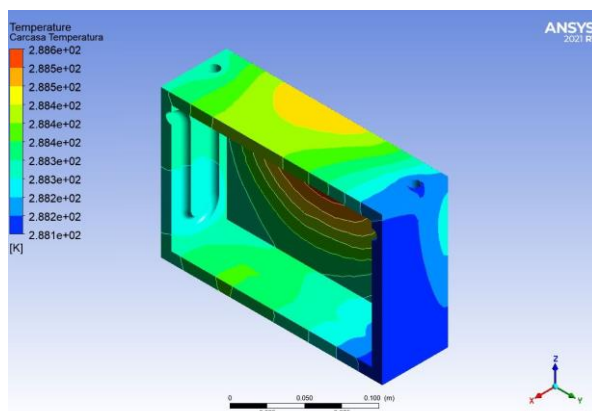


Figura 4-50. Distribución T [K] de la carcasa

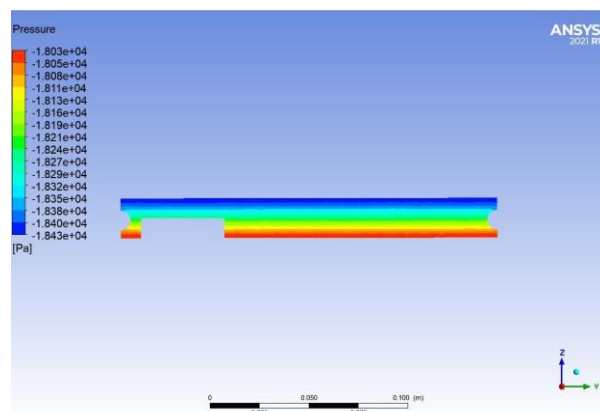


Figura 4-51. Distribución P [Pa] zona gas

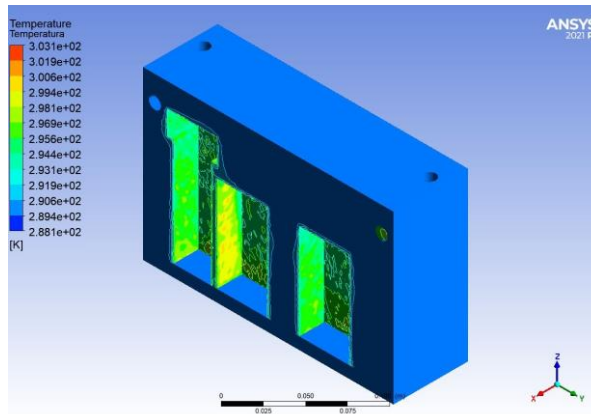


Figura 4-52. Distribución general de la T [K]

Los resultados para 2000 m:

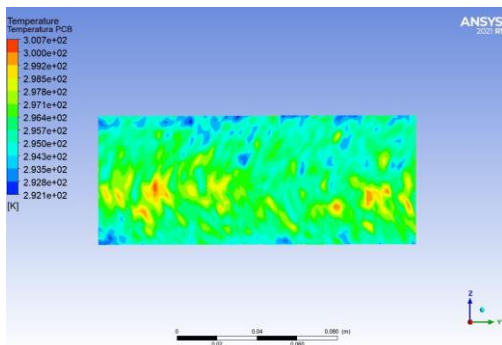


Figura 4-53. Distribución de T [K] del PCB

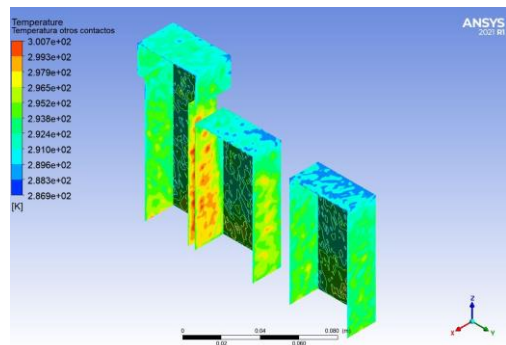


Figura 4-54. Distribución de T [K] de componentes

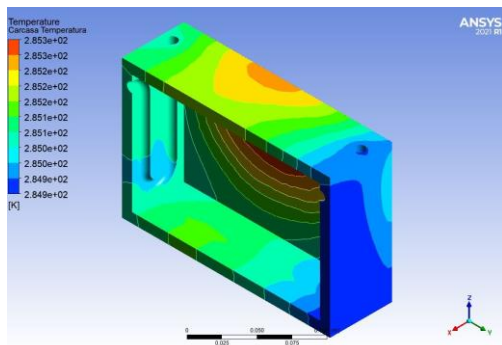


Figura 4-55. Distribución T [K] de la carcasa

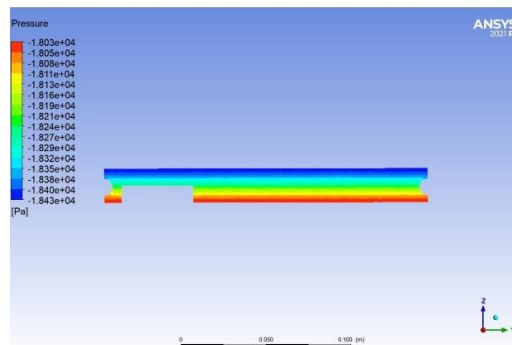


Figura 4-56. Distribución P [Pa] zona gas

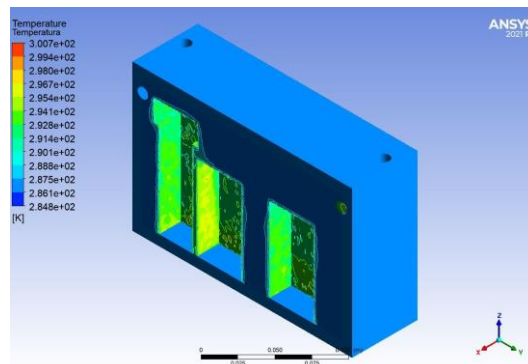


Figura 4-57. Distribución general de la T [K]

Los resultados para 4000 m:

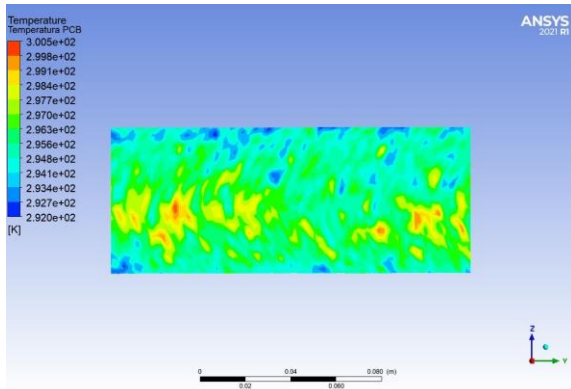


Figura 4-58. Distribución de T [K] del PCB

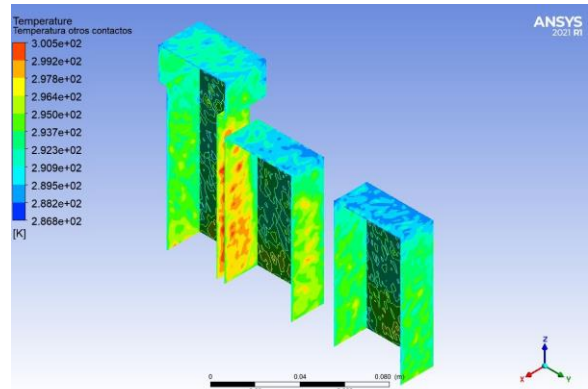


Figura 4-59. Distribución de T [K] de componentes

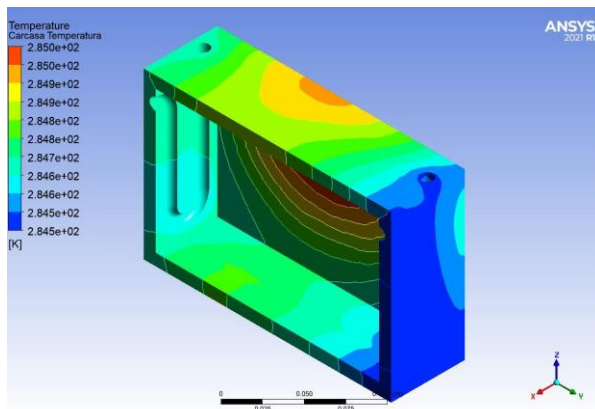


Figura 4-60. Distribución T [K] de la carcasa

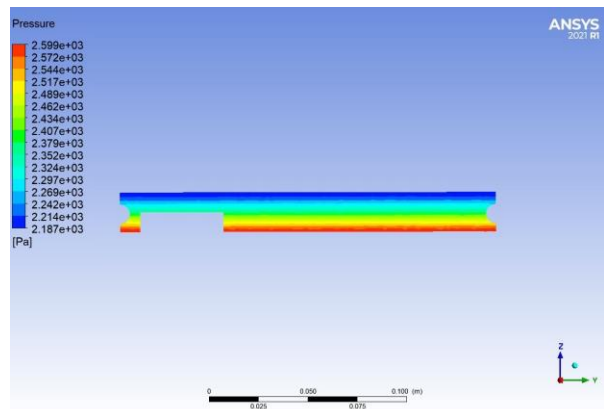


Figura 4-61. Distribución P [Pa] zona gas

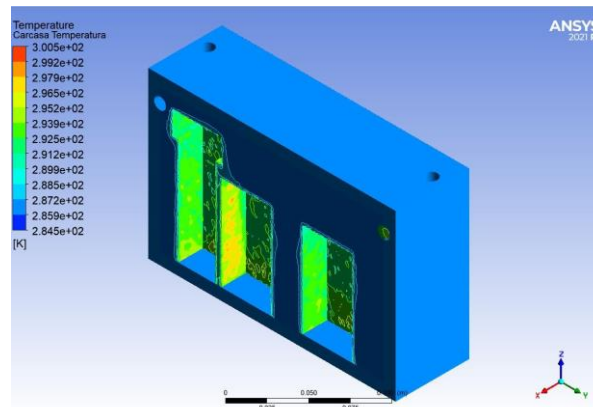


Figura 4-62. Distribución general de la T [K]

Los resultados para 6000 m:

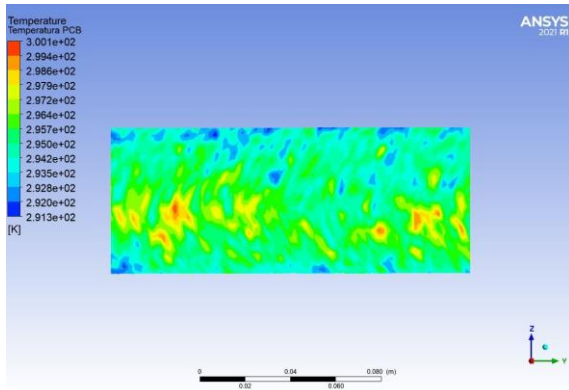


Figura 4-63. Distribución de T [K] del PCB

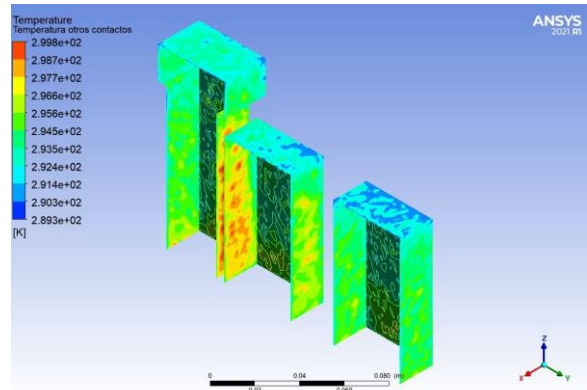


Figura 4-64. Distribución de T [K] de componentes

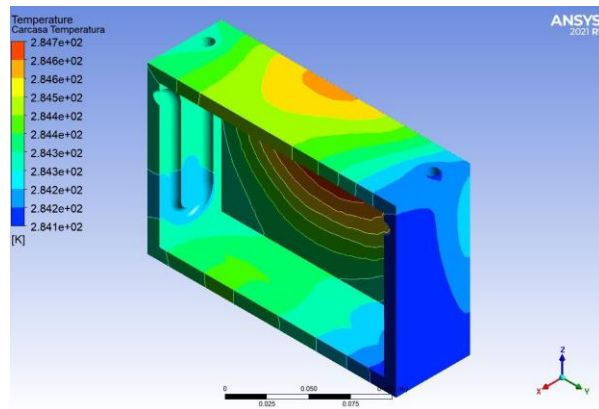


Figura 4-65. Distribución T [K] de la carcasa

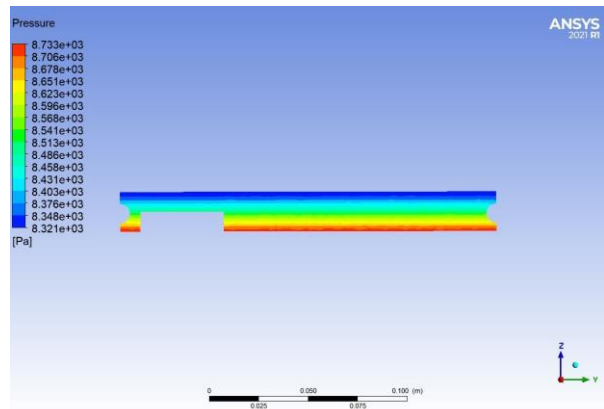


Figura 4-66. Distribución P [Pa] zona gas

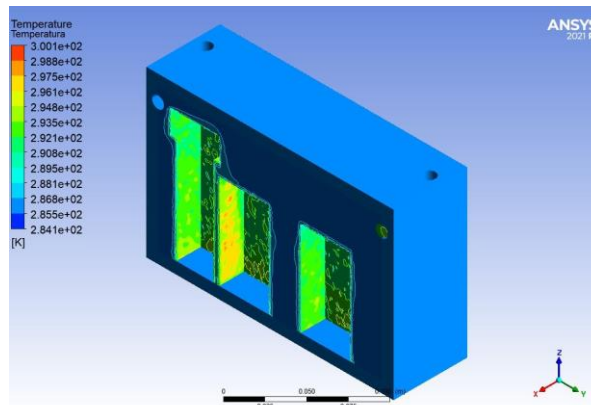


Figura 4-67. Distribución general de la T [K]

Los resultados para 8000 m:

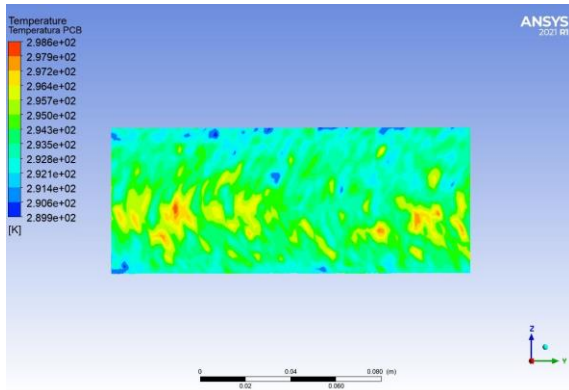


Figura 4-68. Distribución de T [K] del PCB

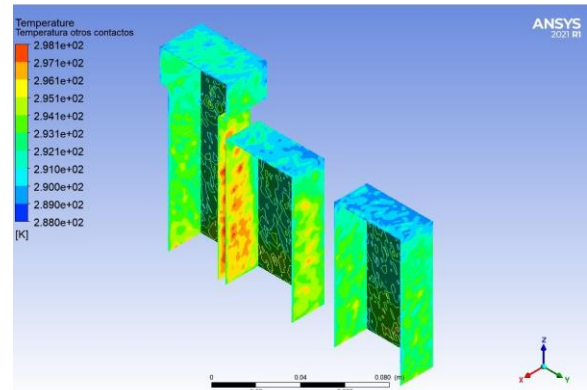


Figura 4-69. Distribución de T [K] de componentes

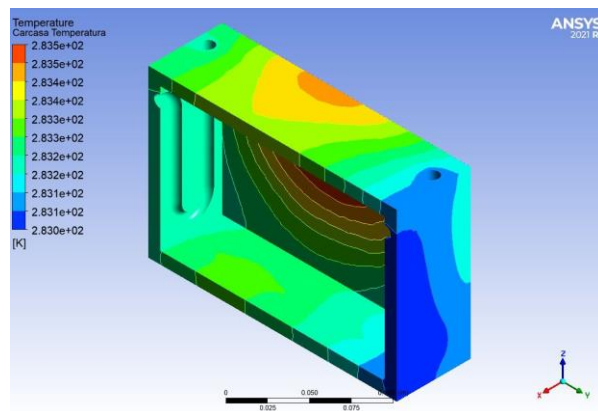


Figura 4-70. Distribución T [K] de la carcasa

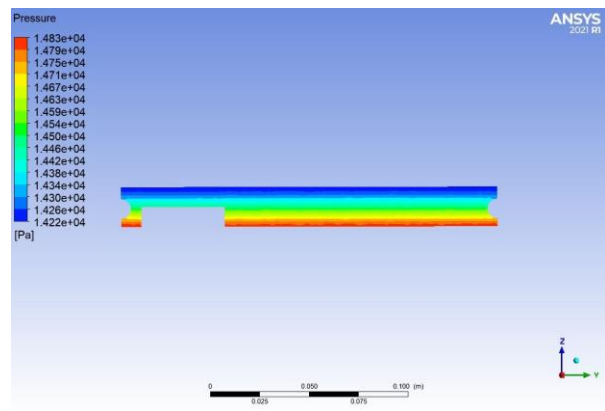


Figura 4-71. Distribución P [Pa] zona gas

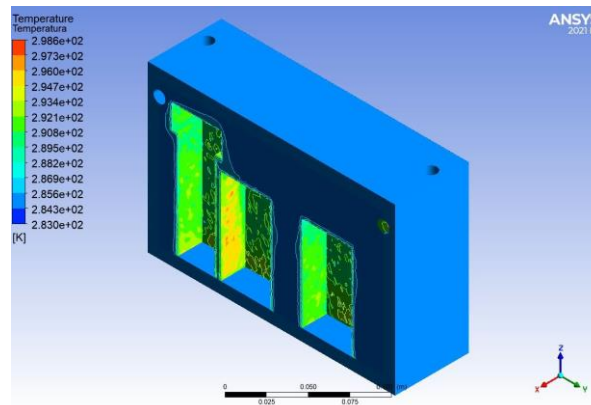


Figura 4-72. Distribución general de la T [K]

Y finalmente, los resultados para 10000 m:

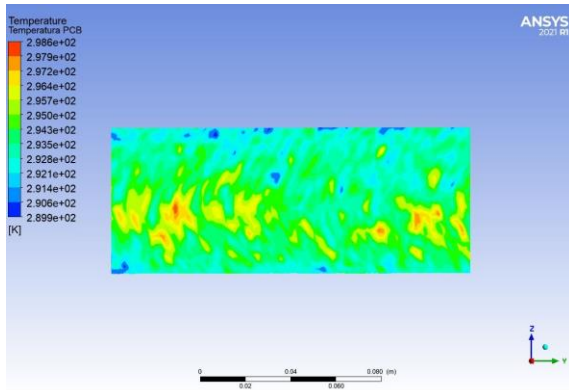


Figura 4-73. Distribución de T [K] del PCB

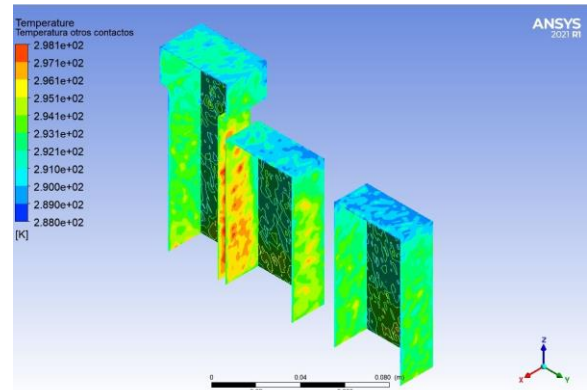


Figura 4-74. Distribución de T [K] de componentes

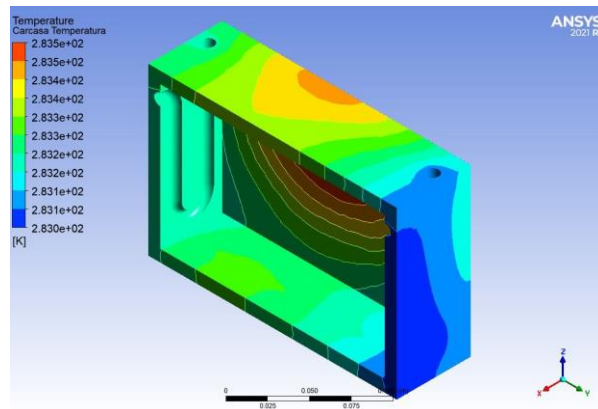


Figura 4-75. Distribución T [K] de la carcasa

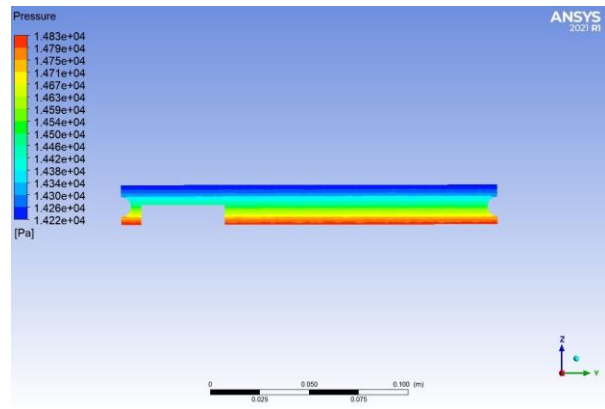


Figura 4-76. Distribución P [Pa] zona gas

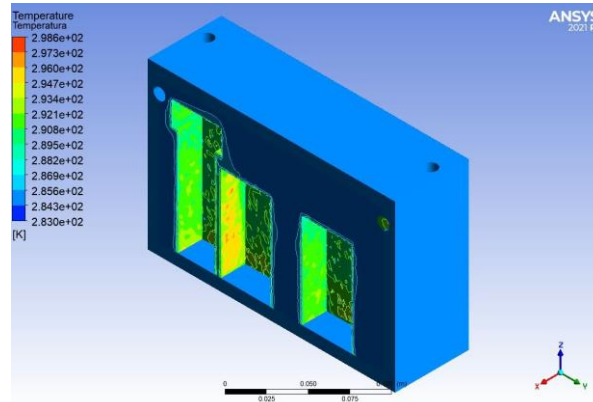


Figura 4-77. Distribución general de la T [K]

Los valores máximos que podrían suponer problemas de viabilidad por temperaturas o presión quedan recogidos a continuación:



Altura [m]	$\Delta P$ [Pa]	T Carcasa [K]	T PCB [K]	T Otros [K]	T dieléctrico [K]	P por heat pipe [W]
10000	18452	284.67	299.33	298.96	299.33	62.63
8000	14827	283.52	298.61	298.12	298.61	62.63
6000	8733	284.68	300.12	299.75	300.12	62.63
4000	2599	285.00	300.53	300.13	300.53	62.63
2000	-6589	285.32	300.67	300.67	300.67	62.63
0	-18425	288.56	303.75	303.75	303.75	62.63

Tabla 4-7. Tabla resumen de los análisis de la configuración con condensador sumergido

Cumple todas las limitaciones asociadas a la Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU. Además, los gradientes de presión son del orden máximo de 18 kPa, lo cual es equivalente a la diferencia de presiones entre el nivel del mar y unos 1800 m, por lo que se considera asumible. Debido al carácter simétrico de la configuración, el calor disipado en cada heat pipe es la mitad del total.

#### 4.6.3 Resultados para uso ampliado

A raíz de los resultados anteriores, la configuración con las heat pipes además de no tener gradientes presión demasiado grandes, tiene resultados mejores a nivel de temperatura que la del condensador sumergido. Es por ello por lo que se busca incrementar el calor que puede llegar a disipar el sistema de refrigeración en el caso de que se incrementen los requerimientos de la PDP. En ese sentido, se establece que:

- Las restricciones de temperaturas de la Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU se mantienen constantes
- Las restricciones de temperaturas de funcionamiento del dieléctrico (hasta 155°C [Tabla 3-5])
- Las restricciones por calor máximo que puede disipar el dieléctrico de 15 W/cm<sup>2</sup>
- El calor máximo disipado por cada heat pipe es de 760 W

Para el caso más extremo, se tiene que las restricciones limitantes son las debidas a la temperatura en el caso de un 820% el calor que se tiene inicialmente, es decir:

- Flujo de calor: 1.574 W/cm<sup>2</sup>
- Calor total disipado: 1028.7 W
- Calor total disipado por heat pipe: 514.35 W (debido al comportamiento simétrico impuesto)

Después, dado que las mayores temperaturas se alcanzan a nivel de mar, a continuación, se muestran las distribuciones de temperatura y presión del análisis a h = 0 m:

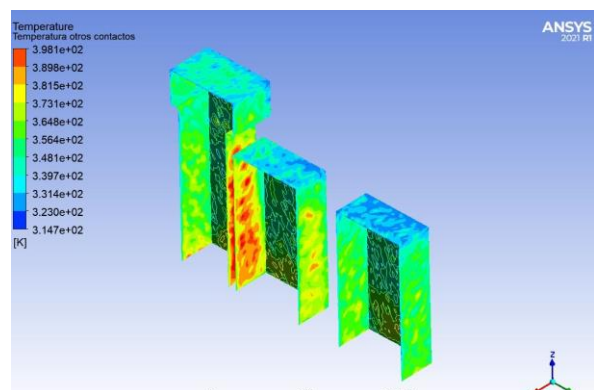
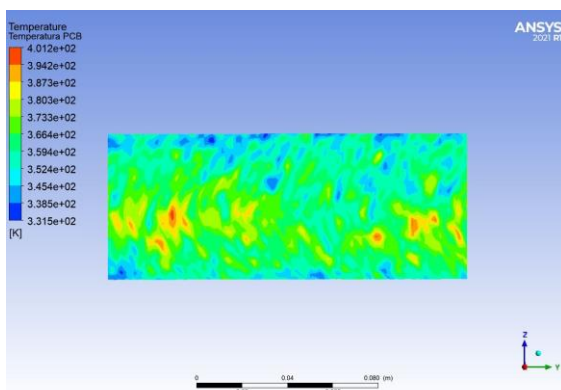


Figura 4-78. Distribución de T [K] del PCB

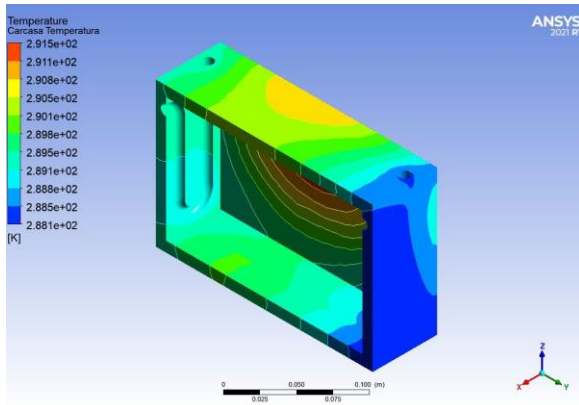


Figura 4-79. Distribución de T [K] de componentes

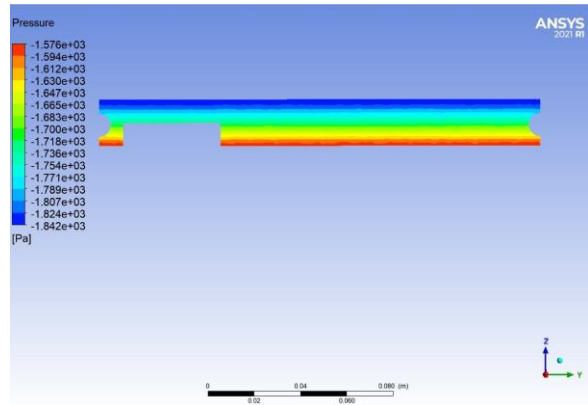


Figura 4-80. Distribución T [K] de la carcasa

Figura 4-81. Distribución P [Pa] zona gas

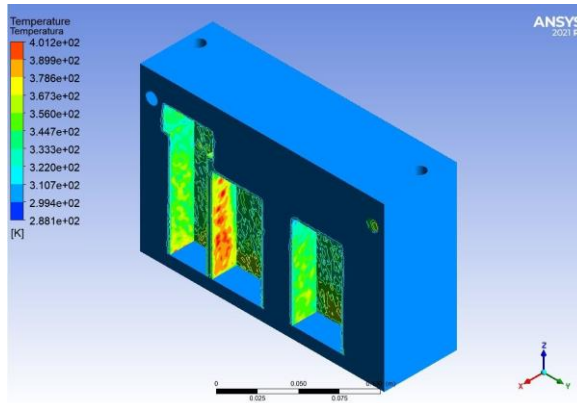


Figura 4-82. Distribución general de la T [K]

En la siguiente tabla resumen, se tienen los resultados al comparar los valores alcanzados y las limitaciones de la Tabla 4-3 en grados Celsius para facilitar su comparativa:

	$\Delta P$ [Pa]	T Carcasa [°C]	T PCB [°C]	T Otros [°C]	T dieléctrico [°C]	Potencia heat pipes [W]
Análisis a 0 m y 820% $Q_0$	-2842	18.35	127.87	125.00	127.87	514.35
Limitaciones	-	85	150	125	155	767.52

Tabla 4-8. Recopilación de restricciones para comparación con los resultados obtenidos

Además, a continuación, se hace la comparativa de la zona líquido-gas entre el caso con la potencia disipada inicial y final para el caso de las heat pipes:

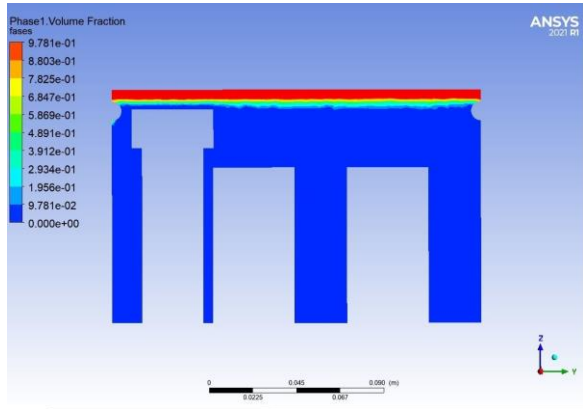


Figura 4-83. Caso límite: Fracción volumétrica de gas

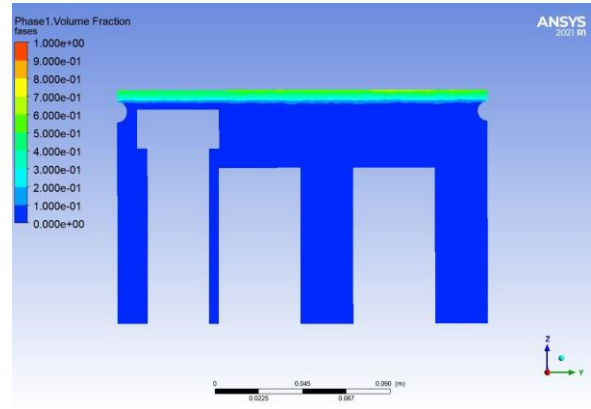


Figura 4-84. Caso base: Fracción volumétrica de gas

La conclusión de estas imágenes es que en ambos casos los dispositivos que disipan calor están cubiertos por el líquido todo el tiempo, pero que en el caso límite, hay una mayor evaporación del líquido y el dieléctrico en estado gaseoso se acerca a estos pudiéndose plantear un rediseño con mayor cantidad de dieléctrico y dar un margen de seguridad extra.

# 5 ANÁLISIS EN PROFUNDIDAD

*Recuerda que el tiempo es dinero*  
- Benjamin Franklin -

A raíz de los resultados del anterior apartado anterior, se realiza un análisis de la configuración de heat pipes reduciendo las hipótesis al mínimo. En este capítulo se expone el análisis y los resultados relativos al comportamiento de un modelo transitorio, con una geometría con menor grado de simplificación con condiciones de contorno dependientes de la altitud de vuelo. De esta manera, se desarrolla la segunda parte del análisis que se introdujo en 3.4.3.

La estructura del capítulo es similar al anterior. Se comienza con la geometría comparándola en esta ocasión entre un modelo realista y un modelo moderadamente simplificado. Se sigue con las hipótesis que se han relajado respecto al capítulo anterior y se justifica las restantes que siguen aplicadas. A continuación, se hace una síntesis recordatoria de las variables que se van a analizar en los resultados, que son las mismas mayoritariamente respecto al Capítulo 4. De la misma manera, se prosigue con la configuración del análisis en ANSYS: set-up, modelos, mallas, resolución... concluyendo el capítulo con los resultados obtenidos.

## 5.1. Modelo 3D

El modelo utilizado tiene una complejidad geométrica superior al de 4.1, desaparecen las simplificaciones y la condición de simetría y se añaden todos los elementos del sistema.

Los elementos electrónicos son representados por suma de bloques poligonales sin grandes complejidades, sin aristas redondeadas o detalles, pues se carece de unos planos exactos de estos. A pesar de ello, se busca tener una geometría volumétrica y una distribución lo más realista posible. Además, se tiene como referencia el modelo 3D que sigue estas mismas directrices del estudio de K. Tulasi Padmavathi para el *International Journal & Magazine of Engineering* [8] con el objetivo de poder comparar resultados:

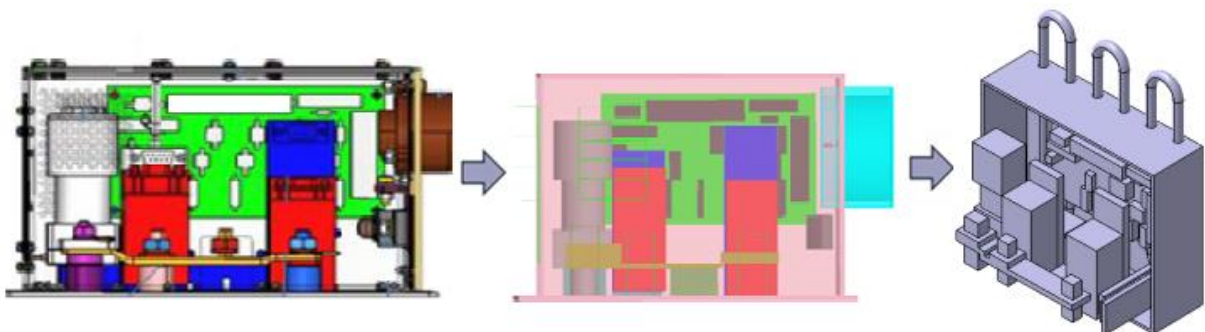


Figura 5-1. Modelado de la geometría

Por otro lado, se tiene el diseño definitivo para las heat pipes pasando de ser 2 a ser 6. Esto favorece a los principios que rigen la aeronáutica:

- Mejora la fiabilidad del sistema. Frente al fallo de una heat pipe se pierde un 16.7% del método principal de evacuación de calor en vez del 50%.
- Mejora de costes de mantenimiento. El fallo y sustitución de una heat pipe produce un impacto económico del orden de 3 veces menor. Además, una geometría más simple mejora la durabilidad de las heat pipes.

Además, se debe recordar que a pesar de que estos elementos pueden trabajar incluso en contra de la gravedad, su funcionamiento óptimo se obtiene cuando se sitúa verticalmente con la zona caliente abajo y la fría arriba:

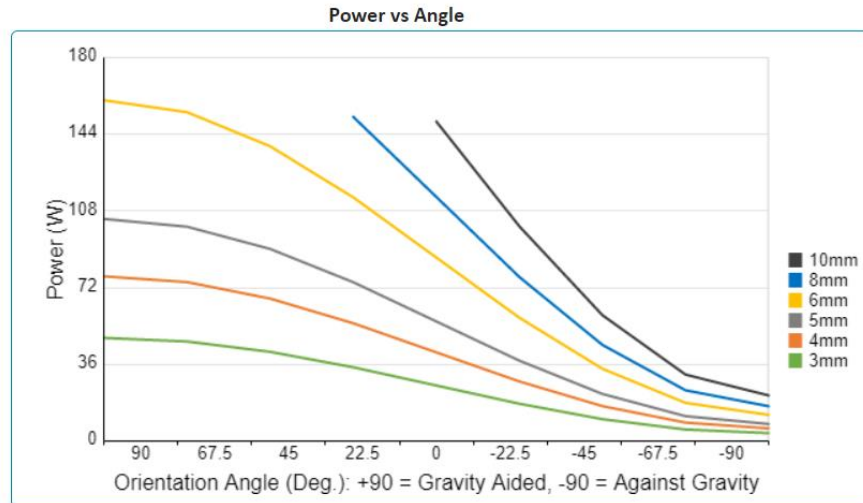


Figura 5-2. Comportamiento de las heat pipes según orientación relativa con la gravedad [15]

De esta manera, se pasa de tener 2 heat pipes a modo de serpentín con tramos horizontales de menor rendimiento a 6 verticales con forma de óvalo:

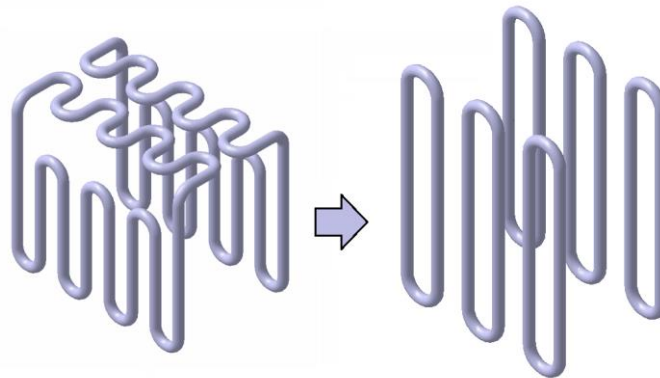


Figura 5-3. Evolución diseño final heat pipes

El resultado final en los cambios de geometría respecto a la PDU inicial para la instalación de las heat pipes se pueden resumir en:

- Se añaden 3 centímetros extras en la altitud para asegurar que todos los componentes electrónicos están bien cubiertos y existe espacio superior suficiente para la expansión del líquido y posterior evaporación.
- Se debe tener en cuenta que las heat pipes sobresalen en la zona superior 64 mm por lo que habrá que situar el sistema en una posición que no entre en conflicto con éstas.
- Las paredes de la carcasa modifican su geometría en su parte interior para poder albergar las heat pipes en su interior.

El resultado del interior es tal que:

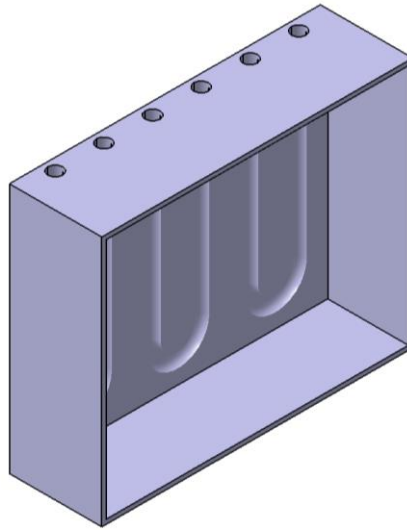


Figura 5-4. Visión del interior de la carcasa

Más allá de estos cambios, todo se mantiene igual, tanto el material aluminio de la carcasa como la disposición interna de los elementos electrónicos.

## 5.2. Hipótesis simplificadoras

A diferencia de los modelos del Capítulo 4, las hipótesis simplificadoras que se realizan se ajustan lo máximo posible a la realidad; en cierto modo, se podría definir mejor como los modelos físicos que se van a implementar. Se recapitulan las mismas hipótesis que en esos modelos, pero se actualiza la información la toma de decisiones tomadas para este análisis:

- Modelo multifásico:
  - Refrigerante: El dieléctrico parte una situación donde está en su totalidad en estado líquido, el resto de la carcasa está llena de aire. El dieléctrico se irá evaporando progresivamente hasta llegar a un punto de evaporación-condensación que mantenga la proporción líquido-vapor. Es importante utilizar el punto de saturación para poder controlar este proceso y tener en cuenta la tensión superficial con el aire para obtener el equilibrio de las 3 fases de forma correcta.
  - Heat pipes: No se utiliza un modelo sustitutorio de un sólido de alta conductividad equivalente si no un diseño realista. La heat pipe se llena hasta la mitad de agua líquida y se presuriza con aire para bajar el punto de evaporación. De igual manera que con el refrigerante, el punto de evaporación controla el comportamiento y la tensión superficial controla el equilibrio entre fases
- Modelo Novoc 7700: Se utiliza el modelo completo proporcionado por el fabricante y descrito en 3.4.4.
- Condiciones de crucero: Se mantiene la hipótesis de un crucero horizontal sin aceleraciones. Se considera que es una hipótesis realista para un gran porcentaje del tiempo de vuelo de una aeronave y por ende, de las condiciones típicas de la misma.
- Cambios con la altura: La altura máxima que se considerará será de 10.000 m. Incrementos en la altura implicarán disminución de la temperatura, presión y densidad en el entorno del equipo. También se considera que estos cambios se ven atenuados debido a gran parte de los elementos de la bahía de aviónica seguirán siendo refrigerados por aire sangrado de las primeras etapas del compresor.
- Generación de calor: La pérdida de calor se implementa distribuida según cada componente electrónico como un flujo de calor por superficie. Se carece de los modelos internos de la electrónica por lo que se descarta la idea de incluir los cuerpos en el análisis e implementar el calor como una

generación de calor volumétrica de estos cuerpos.

- **Transitorio no despreciable:** En este análisis se tendrá en cuenta que el comportamiento del sistema no es instantáneo y debe pasar un transitorio hasta alcanzar el equilibrio.
- **Zonas adiabáticas:** El contacto entre los cuerpos que modelan la electrónica y la carcasa se considera adiabático, es decir, el flujo de calor en los contactos se considera nula (se ha tenido en cuenta para el cálculo del flujo). El equipo se sitúa sobre el suelo de la bahía de manera que el contacto suelo-carcasa también se considera adiabático.

### 5.3. Dominio del sistema

El sistema se compone de varios cuerpos con diferentes naturalezas:

- **Dieléctrico:** comportamiento como un fluido en estado cambiante en función de la temperatura que consta de dos zonas diferenciadas: superior de 1-2 cm de vapor y la inferior de líquido que cubre la electrónica a refrigerar. (Figura 4-5).
- **Aire:** zona superior del interior de la carcasa. Con el paso del tiempo se mezclará con el dieléctrico que se evapore
- **Carcasa:** cuerpo sólido de aluminio de 3 mm de espesor. Su geometría ha sido alterada respecto a su forma inicial como se explicó en 5.1 (ver Figura 5-4. Visión del interior de la carcasa).
- **Elementos electrónicos:** gracias a la implementación del calor como un flujo y no una generación no es necesario implementarlos de forma explícita, su negativo da lugar a las formas internas del fluido dieléctrico.
- **Entorno:** se considera unas dimensiones para el aire que rodea el equipo del orden de 2 veces el tamaño de este. Se impondrán condiciones de contorno de movimiento residual de aire (Figura 5-5)
- **Heat pipes:** 6 elementos de 1 cm de diámetro, 1 mm de espesor rellenos hasta la mitad por agua líquida inicialmente y completados con aire (ver Figura 5-3)

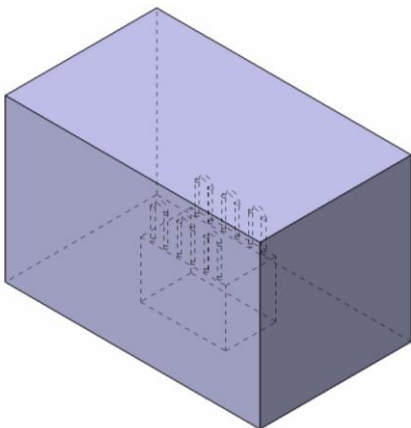


Figura 5-5. Esquema del entorno de la PDU

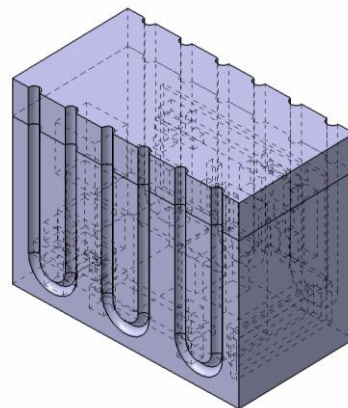


Figura 5-6. Dieléctrico y aire (t=0s)

El dominio de los cuerpos queda presentado de esta manera, queda determinar el cambio de las condiciones que habrá en la bahía de aviónica. Por ello, una variable de análisis relevante será la altura en la que está operando el sistema. En concreto, se va a estudiar el comportamiento del sistema desde la altura del mar hasta 10.000 m de altitud en intervalos de 2 km.

En el apartado 4.3 se presenta el desarrollo del modelo utilizado para determinar el cambio de las propiedades del aire en función de la altura. Para el análisis de este capítulo se mantiene el mismo desarrollo por lo que todo el desarrollo se puede consultar en dicho subcapítulo. A modo recordatorio y para facilitar la lectura lineal

del análisis, se rescata los resultados finales del desarrollo:

Altura [m]	Presión [Pa]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Temperatura [K]
0	101325	1.225	288.15
2000	89482	1.114	284.83
4000	80701	0.9992	284.55
6000	74567	0.9197	284.12
8000	68473	0.8337	283.03
10000	64848	0.7900	284.17

Tabla 5-1. Condiciones del aire sangrado de la bahía según la altura

Los cambios de altura dan lugar a modificaciones en las condiciones de contorno, es por lo que además de estudiar los valores de las temperaturas máximas alcanzadas en las diferentes partes del sistema, también se determinará el momento crítico de actuación de dicho sistema.

#### 5.4. Variables para analizar y restricciones

Los resultados que arroja el estudio del PDP que da lugar a este análisis y diseño de un nuevo sistema de refrigeración tiene como principal conclusión los problemas de temperatura que tiene el chasis que no cumple con las restricciones de temperatura, lo que impulsa este proyecto. Con esta filosofía, se establecen ciertas variables que deberán analizarse en ambas configuraciones. De estos valores a analizar tendremos dos tipos:

- **Restricciones:** Se trata de los valores críticos para ciertas variables que imposibilitan el empleo de algunos de los diseños si estos límites son sobrepasados.
- **Márgenes de seguridad:** Son los criterios para establecer condiciones de operación seguras para compensar las desviaciones entre el modelado e hipótesis implementadas y la realidad.

En primer lugar, aunque ya se han presentado con anterioridad, a continuación, se recapitulan todas y se les añade un cierto margen de seguridad dependiendo de la naturaleza de cada variable:

- Rango de temperatura de trabajo del líquido de las heat pipes: agua entre 5 y 250 °C (Tabla 3-3) → se establece un límite superior 10% inferior para tenerlo en cuenta para 5.6.2. → entre 5 y 225°C
- Límite de la potencia evacuada por cada heat pipe: 255.84 W ((3-57)) → 5% de margen de seguridad → 243.05W
- Rango de temperatura de dieléctrico: Novec 7700 entre -30 y 155 °C (Tabla 3-5) → se establece un máximo de 150°C para homogeneizarlo con el máximo de los componentes electrónicos (3.5%)
- Flujo de calor máximo del Novec 7700: 15 W/cm<sup>2</sup>, es decir, como máximo un 3520% del calor actual (Tabla 3-7). Este valor ya lleva incluido el margen de seguridad del fabricante, que, aunque permiten hasta 18 W/cm<sup>2</sup>, recomienda usar este máximo en condiciones estándar
- Temperaturas máximas de los elementos del sistema son las mismas que para los análisis preliminares y que proporciona el estudio “Thermal Management Study of Avionics Equipment” [8]:



Elemento	Temperatura máxima permitida [°C]
Chasis	85
Contactador Assembly	150
Contacto 1	125
Contacto 2	125
Diodos	125
Sensor 1	125
Sensor 2	125
PCB	150

Tabla 5-2. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU

## 5.5. Configuración en ANSYS Fluent

Tal y como se explicó en el apartado análogo del capítulo anterior, el objetivo de este Trabajo de Fin de Máster es obtener el comportamiento del sistema de refrigeración con heat pipes de la forma más cercana a la realidad. Para ello, se utilizan los métodos de cálculo de CFD que permite ANSYS Fluent.

En los subapartados siguientes se describe el proceso de la configuración final para el análisis en ANSYS, los métodos utilizados y las justificaciones a estas tomas de decisión.

Como se ha explicado a lo largo de la memoria, el objetivo principal del análisis consiste en desarrollar un sistema de refrigeración alternativo que puede cubrir las necesidades del futuro de la aviónica. Para ello son necesarios métodos de cálculo de CFD (Computational Fluid Dynamics) como es ANSYS Fluent. El uso adecuado de este software de resolución tiene como objetivo predecir los valores reales del sistema con la mayor precisión posible gracias a un amplio abanico de personalización respecto a sus métodos de cálculo.

Las siguientes secciones explican el proceso de configuración de ANSYS Fluent y los métodos de resolución utilizados para conseguir los mejores resultados posibles.

### 5.5.1 Configuración en ANSYS

Para un análisis numérico correcto y válido, la configuración de los parámetros que intervienen tiene que ser de forma que permita que la simulación sea lo más cercana posible a la realidad. Eso significa que, desde la construcción de la geometría hasta la configuración del solucionador, la elección de los modelos e hipótesis simplificadoras debe ser coherente y estar bien argumentada. A continuación, se discute la construcción del modelo de simulación para el análisis en profundidad.

#### 5.5.1.1 Importación de geometría

La Figura 5-7 y la Figura 5-8 muestran la geometría importada para la simulación de ANSYS. Se puede observar que es el modelo presentado en 5.1, pero en el entorno de ANSYS. Para ello, se han convertido a un formato universal para software de CAD como es el STP y se han importado.

En este caso, se muestra el modelo importado sin llegar a verse el fluido del entorno. Se pretende así hacer hincapié y facilitar la visualización de la geometría de la PDU y heat pipes sin que se pierda en el centro de un dominio de volumen muy superior. Si se quiere visualizar, se puede consultar en la Figura 5-5 en el entorno de CATIA.

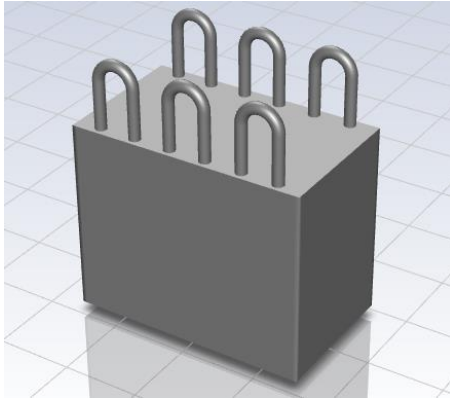


Figura 5-7. Geometría importada a Design Modeler

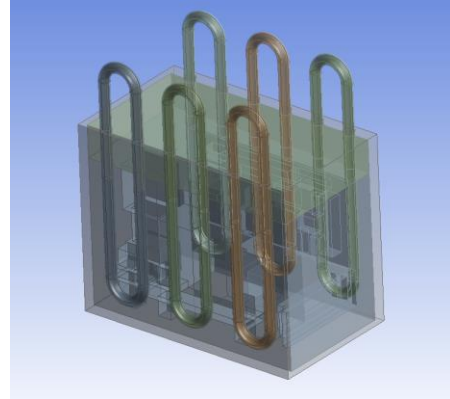


Figura 5-8. Geometría importada: vista transparente

### 5.5.1.2 Mallados

Para poder obtener unos resultados coherentes y asegurar la convergencia, ha sido necesario realizar dos mallados diferentes. El proceso hasta llegar al mallado definitivo y a su justificación se describe en este apartado y quedan las características finales resumidas en Tabla 5-4.

Para el primer mallado, el número de nodos y elementos mantiene el criterio que se utilizó para los análisis preliminares. Se pretende obtener una malla con el menor número de ellos por lo que el elemento tetraédrico es el elegido al ser el que más disminuye la carga computacional según S. Wasserman [24]. Además, la geometría con mayor complejidad no solo hace que se mantenga una malla con cierta libertad con los tetraedros, si no que obliga a esa libertad para poder obtener una calidad de elementos mínima que permita los posteriores cálculos.

Al tratarse de un estudio en profundidad, es necesario que los efectos más importantes de los objetivos del análisis se tengan en cuenta de la mejor forma posible. Para ello, se implementa “inflation” sobre las superficies que generan calor. Para ello se realizan unas estimaciones básicas a partir de las leyes de Navier-Stokes:

$$\frac{\delta_v}{L_c} \sim \frac{1}{\sqrt{Re}} = \sqrt{\frac{\mu}{\rho U L_c}} \quad (5-1)$$

$$\delta_T \sim \frac{\delta_v}{\sqrt{Pr}} = \delta_v \sqrt{\frac{k}{\mu C_p}} \quad (5-2)$$

Se toman las propiedades del dieléctrico a 25°C para el mallado interior de la carcasa, las del aire a 25°C para el exterior y las del agua para interior de las heat pipes a 25°C también. De esta manera se tiene que el Prandtl del dieléctrico es aproximadamente 25, el del aire de 0.71 y el del agua 7, es decir, la capa límite térmica para el dieléctrico (del orden del 20%) y del agua (del orden del 40%) es menor que la viscosa y para el aire es mayor (del orden del 120%). Se utiliza un inflation determinado por el número de capas y el tamaño de la capa más estrecha basado en la capa límite de mayor tamaño (la térmica para el aire y la viscosa para el dieléctrico). El número de capas de referencia que se utilizan para calcular el tamaño de la capa más pequeña son 15 para el dieléctrico y agua y 12 para el aire con una progresión de 1.2:

$$h = \frac{L_c(\alpha - 1)}{\alpha^{n+1} - 1} \quad (5-3)$$

Donde:

- $\alpha$  = ratio de progresión entre capas

- $n$  = número de capas de referencia
- $L_c$  = longitud característica de la superficie calculada como  $L_c = A/P$  donde A es el área y P el perímetro
- $h$  = longitud de mínimo espesor o tamaño de la primera capa

Las diferentes superficies se dividen en 4 tramos para el dieléctrico para determinar mejor el comportamiento de los cuerpos y la del aire en un único tipo. Los resultados de esta implementación se recogen a continuación:

Longitud característica ( $L_c$ )	Dieléctrico				Aire	Agua
	<5 mm	<10 mm	<25 mm	>25 mm	-	10 mm
Capa límite viscosa ( $\delta_v$ ) [m]	$1,18 \cdot 10^{-5}$	$1,67 \cdot 10^{-5}$	$2,64 \cdot 10^{-5}$	$3,74 \cdot 10^{-5}$	$9,07 \cdot 10^{-3}$	$2,37 \cdot 10^{-5}$
Capa límite viscosa ( $\delta_T$ ) [m]	$2,37 \cdot 10^{-6}$	$3,35 \cdot 10^{-6}$	$5,30 \cdot 10^{-6}$	$7,49 \cdot 10^{-6}$	$1,07 \cdot 10^{-6}$	$8,95 \cdot 10^{-6}$
Número de capas (n)	15	15	15	15	12	15
Capa de mínimo espesor (h) [m]	$1,35 \cdot 10^{-7}$	$1,91 \cdot 10^{-7}$	$3,45 \cdot 10^{-7}$	$4,28 \cdot 10^{-7}$	$2,22 \cdot 10^{-4}$	$2,71 \cdot 10^{-7}$

Tabla 5-3. Resumen del tamaño de las inflations del mallado 1

Además, es necesario reducir el número de nodos y establecer contactos entre los 22 cuerpos para asegurar la continuidad de la malla. Se aprovecha esto para introducir herramienta de control de caras además del control volumétrico estructurado para conseguir así mallas con mejores propiedades: calidad, ortogonalidad y asimetría. El resultado de la malla es el siguiente:

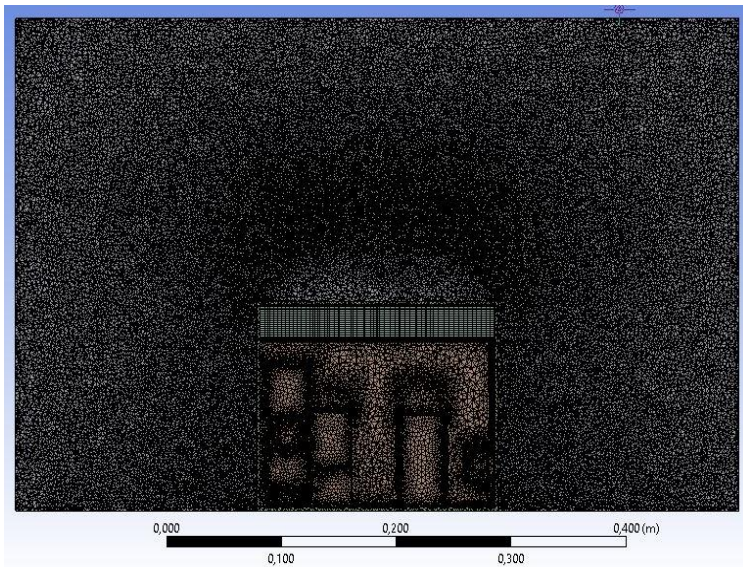


Figura 5-9. Vista del plano medio de la malla 1

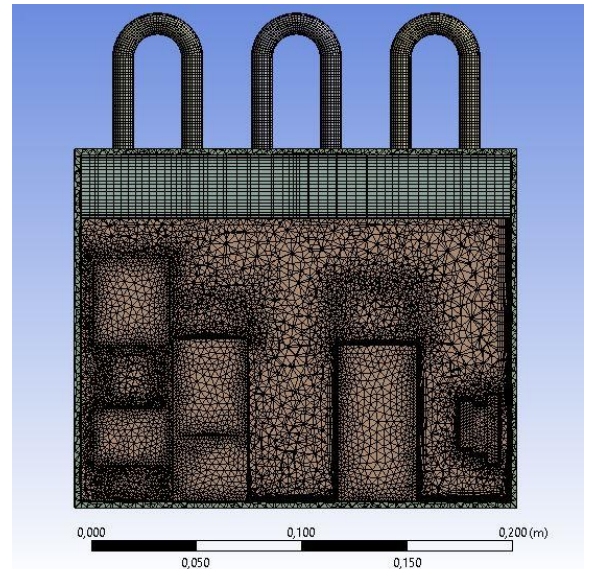


Figura 5-10. Zoom del plano medio de la malla 1

Esta malla a pesar de la buena calidad global general al implementarse el transitorio en el set-up plantea problemas de convergencia debido al número de Courant que se define como el cociente de time-step de resolución entre el tiempo de residencia dentro del elemento:

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \quad (5-4)$$

Donde:

- $C$  = número de Courant limitado a 250 en los métodos de resolución de transitorios de Fluent
- $u$  = velocidad en el elemento volumétrico
- $\Delta t$  = time step para la resolución del transitorio
- $\Delta x$  = tamaño del elemento volumétrico

Es por ello por lo que estudiar el comportamiento térmico de las paredes con inflations no es adecuado, se están usando elementos de orden  $10^{-7}$ , que fuerzan time steps muy reducidos, del orden de  $10^{-6}$  segundos e imposibilitan obtener resultados en tiempos de cálculo asumibles.

La solución a este problema la encontramos en autores como S. Wasserman: usar el método  $k-\epsilon$  y utilizar funciones de pared que tengan en cuenta los efectos térmicos.

Para obtener una malla que funcione mejor con el método  $k$ -epsilon, se eliminan las inflations, el método volumétrico pasa a ser una Multizone basada en hexaedros y el tamaño predeterminado de los elementos crece. De esta manera, gracias a que este método de resolución tienen una mejor convergencia y menor sensibilidad, se consigue mejorar la calidad global del mallado a la vez que disminuyen el número total de elementos y nodos (de 32 millones de elementos a menos de 8 y de 8 millones de nodos a aproximadamente 1,6 millones):

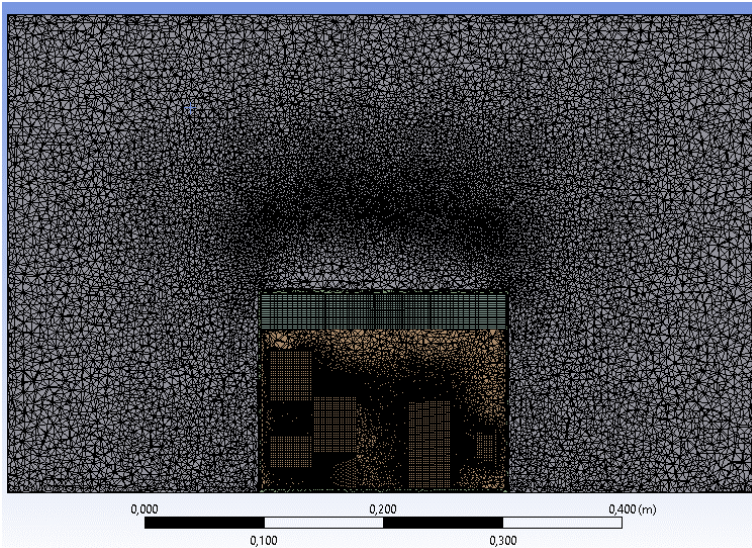


Figura 5-11. Vista del plano medio de la malla 2

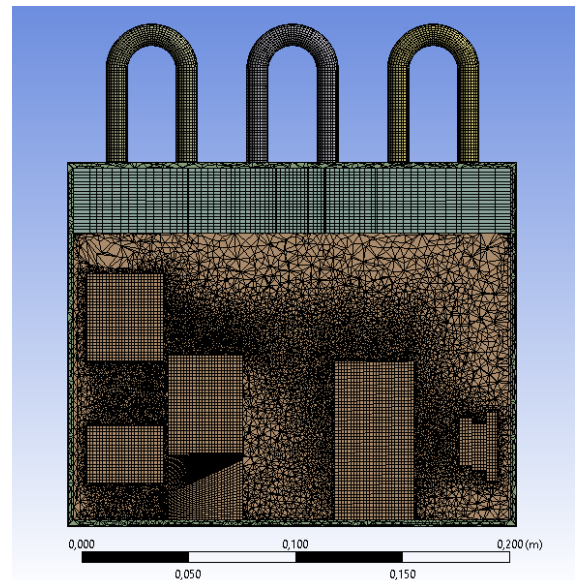


Figura 5-12. Zoom del plano medio de la malla 2

La calidad resultante de este mallado se muestra a continuación. Nótese que hay diferentes tipos de elementos debido al cambio de filosofía de tetraedros a multizone basada en hexaedros:

- **Calidad de los elementos:** El valor medio es 0.757 con una desviación estándar de 0.162, lo cual es un gran resultado con el incremento de la complejidad de la geometría respecto a los análisis simplificados:

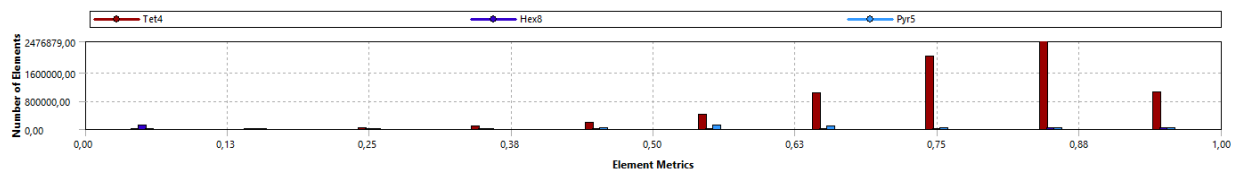


Figura 5-13. Calidad de los elementos de la malla para el análisis en profundidad

- **Ortogonalidad:** En la línea anterior, se tiene un valor medio de 0.721 con desviación 0.168 bastante cercano a la unidad:

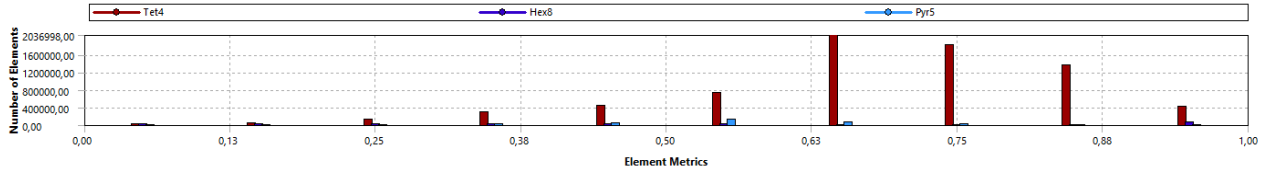


Figura 5-14. Ortogonalidad de los elementos de la malla para el análisis en profundidad

- **Asimetría:** Se recuerda que cuanto más cercano a 0 se esté, mejor calidad implica para este parámetro. Se tiene. Se trata del parámetro con peor resultado en términos de calidad pues su media se sitúa en 0.317 con una desviación típica de 0.162:

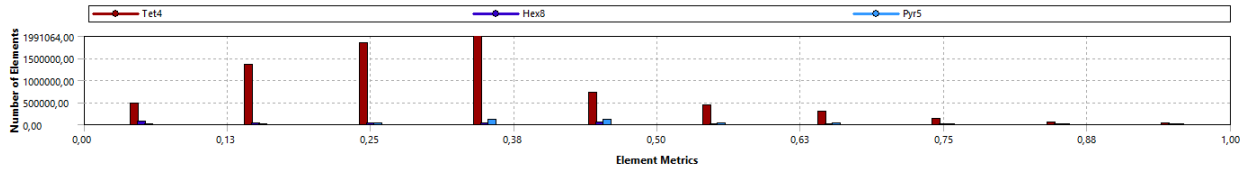


Figura 5-15. Asimetría de los elementos de la malla para el análisis en profundidad

- **Relación de aspecto:** No está ligado explícitamente con el comportamiento y calidad de la malla, si que se muestra la distribución de la malla inicial donde aún aplicaban los inflations y se pueda comparar con las del apartado 4.5.2.2, como se indicó allí. Se observa que, si bien el máximo antes era 22.58, ahora éste sube hasta 6883.7:

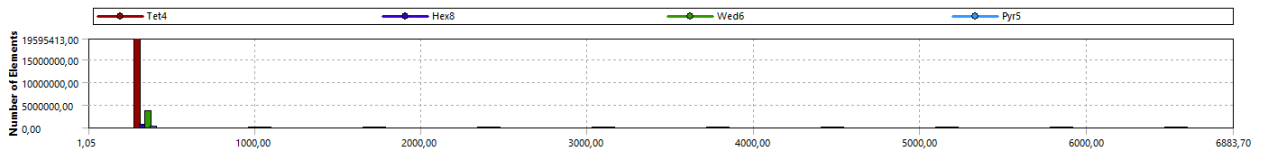


Figura 5-16. Relación de aspecto de los elementos del mallado inicial con inflation

El resultado y las características de la malla final quedan resumidas en la Tabla 5-4:

Análisis en profundidad para paredes refrigeradas	
Número de elementos	~7700000
Número de nodos	~1650000
Tipo de elementos	Principalmente hexaedros
Tipo de mallado	Multizone (permite pirámides y tetraedros)
Inflación en las paredes	Descartado → k-ε con funciones de pared térmicas
Nº de capas en las paredes	-
Tamaño de la primera capa	-
Tamaño predeterminado de los elementos	0.00375 m (fluidos) 0.005 (sólidos)
Tamaño máximo de elemento	0.01665 m (fluidos) 0.02 m (sólidos)

Tabla 5-4. Definición del mallado en ANSYS para el análisis en profundidad

### 5.5.1.3 Set-up

Una vez diseñada la malla, el propio software de ANSYS obliga al usuario a establecer los límites y restricciones a los que se va a someter el dominio. La Tabla 5-4 resume los parámetros que se tuvieron que definir en cada sección para que el proceso de resolución fuera lo más fiel a la realidad posible, con la relajación de hipótesis de este capítulo.

En primer lugar, el “solver” (solucionador) se vuelve a configurar en base la presión. Esta es la configuración se recomienda cuando el fluido tiene un número de Mach, es decir, cuando el flujo es subsónico y actúa como incompresible. Esto sucede cuando  $Mach < 0.3$ , lo cual sigue siendo tan cierto para el análisis en profundidad como para los preliminares. El solucionador basado en la presión disminuye el tiempo de cálculo, ya que supone que la densidad es constante, por lo que las ecuaciones se calculan en función de las ecuaciones de presión. Si no se hiciera así, el solucionador basado en densidad requeriría una nueva ecuación para poder resolver el sistema, lo cual implicaría mayor tiempo de cálculo [24]. En el cálculo de un problema de transitorio, estamos frente a un problema en el que muchas iteraciones serán necesarias, por lo que reducir el tiempo de cálculo es especialmente importante.

En la misma sección, se activa el problema de transitorio con la gravedad en dirección vertical y sentido hacia abajo. El cálculo del transitorio que se realizará será de 30 segundos (30000 time steps). Para determinar el time step adecuado se ha tenido en cuenta:

- El tamaño de burbuja típico de la ebullición de  $7,5 \cdot 10^{-4} m$  de acuerdo con los cálculos
- Tamaño predeterminado de los elementos fluidos de  $3,75 \cdot 10^{-3} m$  (Tabla 5-4)
- Con el tamaño típico de burbuja y los estudios de L. Anatoliy y K. Polina se obtiene una velocidad de movimiento característica del movimiento de aproximadamente 0.25 m/s [25]
- El tiempo de residencia característico es:

$$t_{característico} = \frac{\Delta x}{w} = \frac{3,75 \cdot 10^{-3}}{0,25} = 15 ms \quad (5-5)$$

- Apoyándose en los estudios de W. Lee y G. Son se concluye que usar time-step de 1 ms se debe obtener una convergencia suficiente con el ratio 1:15 entre time-step y tiempo característico [26]

En segundo lugar, en la sección de modelo es necesario activar la ecuación de energía para permitir la transferencia de calor entre interfases y el proceso de evaporación-condensación. El modelo de viscosidad que se establece es el k-  $\epsilon$  estándar. Este es un modelo de Navier-Stokes con promedio de Reynolds de dos ecuaciones que empareja la energía cinética turbulenta (k) la ratio de disipación de energía cinética ( $\epsilon$ ). Se utiliza con la peculiaridad de que el tratamiento de la pared es “Enhanced Wall Treatment” de manera que se puedan activar las correcciones por efectos térmicos (“Thermal effects” en la interface del software) y correcciones por curvatura, con el fin de que los tramos curvos de las heat pipes también se corrijan.

A continuación, es necesario determinar el modelo multifásico con hasta 5 fases involucradas: aire, dieléctrico (líquido y gas) y agua (líquido y gas). El equilibrio aire-agua y aire-dieléctrico vendrá determinado por las fuerzas de tensión superficial el equilibrio entre los diferentes estados del dieléctrico y agua por un proceso de condensación- evaporación controlado por el calor latente y la temperatura de saturación. Además, se activan las opciones de “Jump adhesion” y “Wall adhesion” para modelar el contacto con la pared, ya que se ha eliminado el mallado con las inflaciones.

El último paso es definir los materiales, pues si bien el aire, agua (gas y líquida) están dentro de la base de datos de Fluent, el Novec 7700 debe ser introducido como un material personalizado. Para poder incluir el modelo completo dependiente de la temperatura es necesario utilizar “User Defined Functions” (UDF) para asignarlas posteriormente a las propiedades correspondiente. Para ello se escribe un pequeño código en un blog de texto en lenguaje C y se le da a Fluent para que lo interprete:

```
#include "udf.h"
DEFINE_PROPERTY (viscosity_f, c, t)
{
```

```

real muf, rhof, Z;
real temp = C_T(c,t);
Z=pow(10,pow(10,11.93-4.944*log10(temp)))-0.7;
rhof=-2.008*(temp-273.15)+1847.5;
muf=(Z-exp(-0.7487-3.295*Z+0.6619*pow(Z,2)-
0.3193*pow(Z,3)))*rhof*1000000;
return muf;
}

DEFINE_PROPERTY (density_f,c,t)
{
real rhof;
real temp = C_T(c,t);
rhof=-2.008*(temp-273.15)+1847.5;
return rhof;
}

DEFINE_PROPERTY (kthermal_f,c,t)
{
real kf;
real temp = C_T(c,t);
kf=0.069-0.0001798*(temp-273.15)+0.000000424*pow(temp-273.15,2);
return kf;
}

DEFINE_PROPERTY (specific_heat_f,c,t)
{
real cpf;
real temp = C_T(c,t);
cpf=991+1.37*(temp-273.15);
return cpf;
}

```

Por otro lado, el material sólido de la carcasa es aluminio [8] y las heat pipes de cobre (3.3.3) así que sus propiedades se fijan respecto a la base de datos relativos al aluminio del propio software. Finalmente, al dieléctrico, aire y agua se les asignó la característica de dominio fluido a cada cuerpo y de dominio sólido a la carcasa y heat pipes.

#### 5.5.1.4 Condiciones de contorno

Para definir las condiciones de contorno solo hay que mirar la propia configuración que se tuvo para el análisis preliminar pues solo cambia la desaparición de la hipótesis del calor uniformemente distribuido y el estacionario. De manera análoga, se tiene una tabla resumen sobre estas condiciones y el set-up al final de esta sección.

Inicialmente, remarcar que la condición de simetría ya no es aplicable en este caso y que por ello habrá que contar con el doble de volumen a analizar.

En segundo lugar, se mantiene que el entorno tiene un movimiento de aire residual que se fija en 0.5 m/s con caras de entrada y de salida donde la presión y las propiedades del aire utilizado varían para los diferentes casos de altitud respecto a la Tabla 5-1. Condiciones del aire sangrado de la bahía según la altura. La salida del volumen de control se modela por “Gauge Pressure” nulo. Estos movimientos son de carácter turbulento, pero no de gran intensidad por lo que se fijan con intensidad de turbulencia del 2.5% y un ratio de 5. [24]

El flujo de calor se determinará en cada superficie de acuerdo con la Tabla 3-7. Este flujo de calor se incrementará proporcionalmente en cada una de las mismas en la búsqueda del calor máximo disipado por el sistema.

Sección	Parámetro	Definición	Información extra
General	Solucionador	Basado en presión	M<0.3
	Tiempo	Transitorio	1 ms de time step
	Energía	Activada	-
Modelo	Viscoso	k- ε estándar	Enhanced treatment for thermal walls
	Multifásico	Equilibrio fuerzas de tensión superficial y procesos evaporación-condensación	5 fases (sin relación aire-dieléctrico)
Materiales	Fluido	Dieléctrico	Fabricante (UDF)
	Fluido	Aire	Tabla 5-1
	Fluido	Agua	Base de ANSYS
	Sólido	Aluminio	Base de ANSYS
	Sólido	Cobre	Base de ANSYS
Condiciones de contorno generales	Entrada de flujo en el entorno	V=0.5 m/s	M<0.3
	Salida de flujo del entorno	$\nabla P=0$	Turbulencia 2.5% y ratio 5
	Flujo de calor	Tabla 3-7	Parámetro análisis
Residuos	Continuidad	Velocidades	$10^{-3}$
	Momento	Momentos	$10^{-3}$
	Turbulencia	Modelo laminar	$10^{-3}$
	Energía	Temperaturas	$10^{-6}$

Tabla 5-5. Resumen condiciones de contorno, modelo y set-up de los análisis preliminares en ANSYS Fluent

Nótese que la exigencia de los residuos para la continuidad, momento y turbulencia ha sido reducida. Se han establecido un máximo de 60 iteraciones por paso de tiempo o convergencia a la milésima debido a que la convergencia de un orden mayor podía dar lugar a 4-5 veces mayor número de iteraciones necesarias como se ve a continuación en un solo paso (267 iteraciones hasta la convergencia si se usa  $10^{-4}$ ):



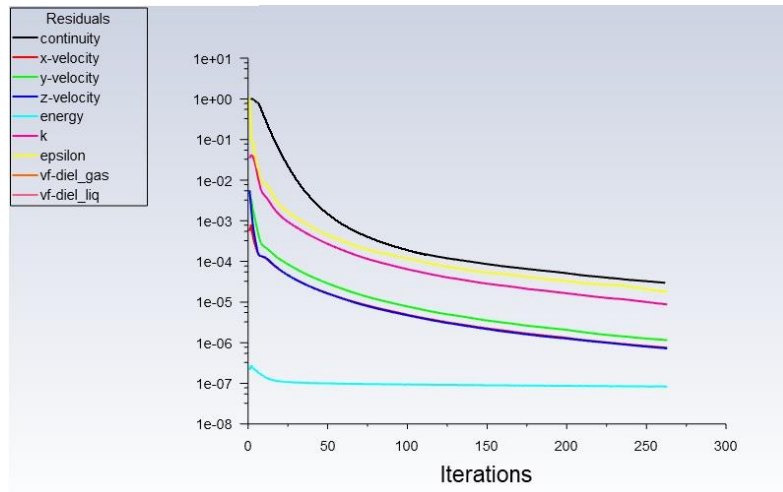


Figura 5-17. Residuos para un time step de gran exigencia de residuos

## 5.6. Resultados de los análisis

En este capítulo se muestran los resultados que se han obtenido en el análisis en profundidad con el set-up de ANSYS que se ha desarrollado con anterioridad después de terminar la simulación de 30 segundos. Además, se desarrolla un análisis extendido en busca de los límites de funcionamiento del sistema.

### 5.6.1 Resultados para la configuración inicial

En primer lugar, se muestran las gráficas de las distribuciones de temperatura sobre componentes electrónicos (haciendo zoom en el PDP), la carcasa, las heat pipes y mostrando el nivel dieléctrico en estado líquido tanto en el plano medio como con una vista 3D interior de la carcasa. Al final, se recapitulan los resultados en la Tabla 5-6:

Para nivel del mar se tienen los siguientes comportamientos:

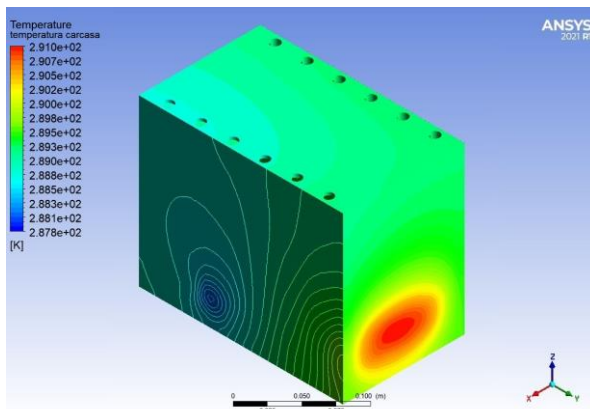


Figura 5-18. Distribución de T [K] en la carcasa

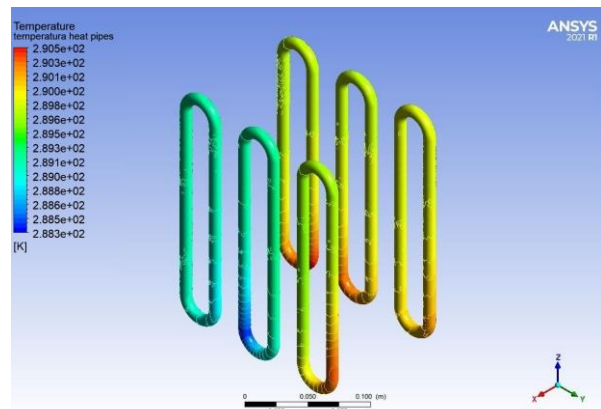


Figura 5-19. Distribución de T [K] en las heat pipes

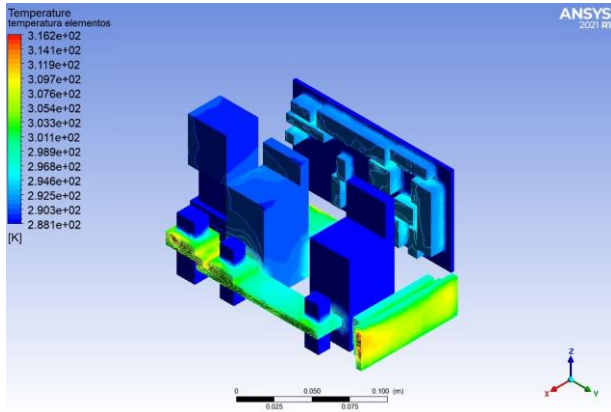


Figura 5-20. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

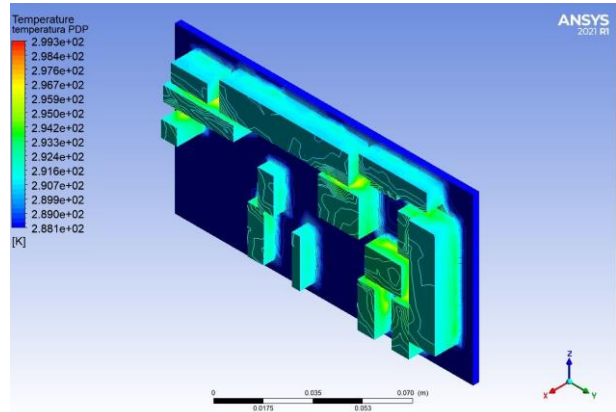


Figura 5-21. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

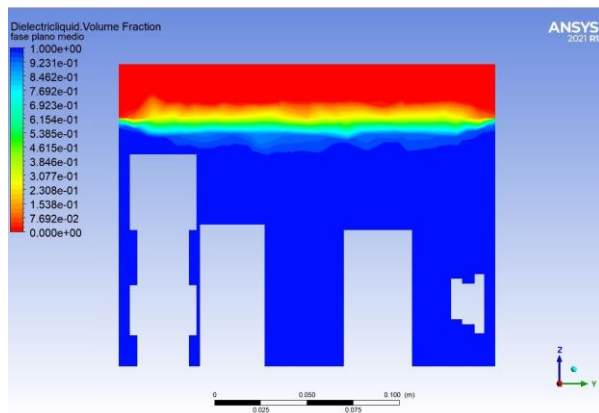


Figura 5-22. Fase líquida en el plano intermedio

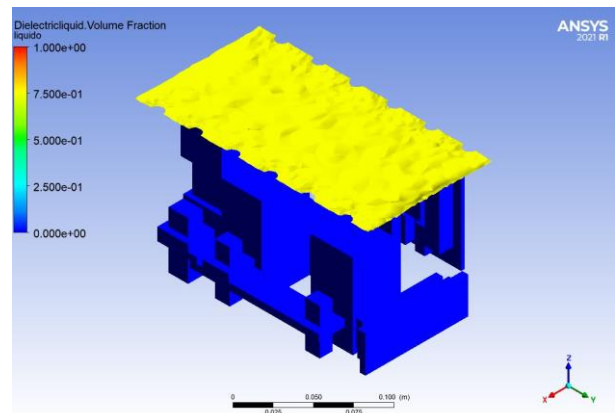


Figura 5-23. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Los resultados para 2000 m:

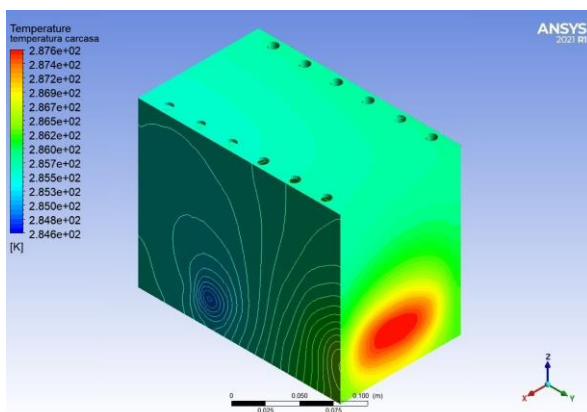


Figura 5-24. Distribución de T [K] en la carcasa

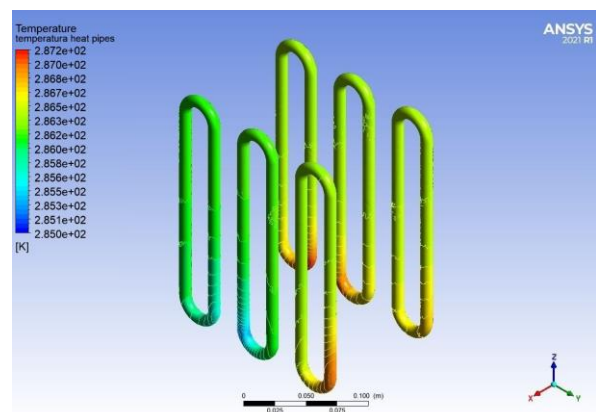


Figura 5-25. Distribución de T [K] en las heat pipes

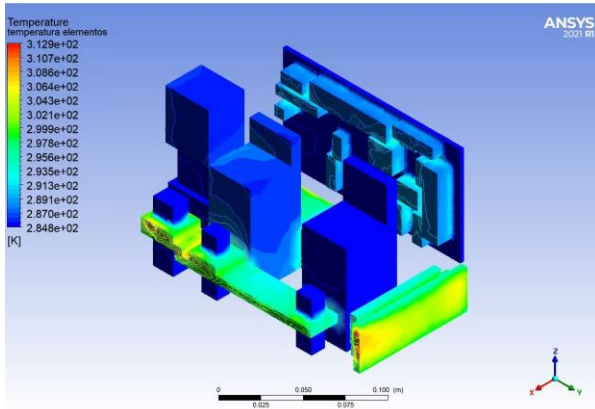


Figura 5-26. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

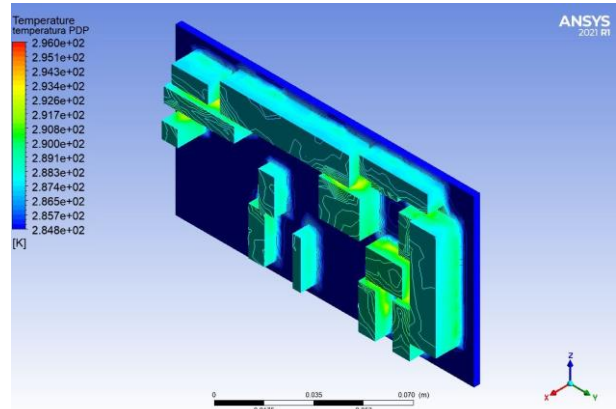


Figura 5-27. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

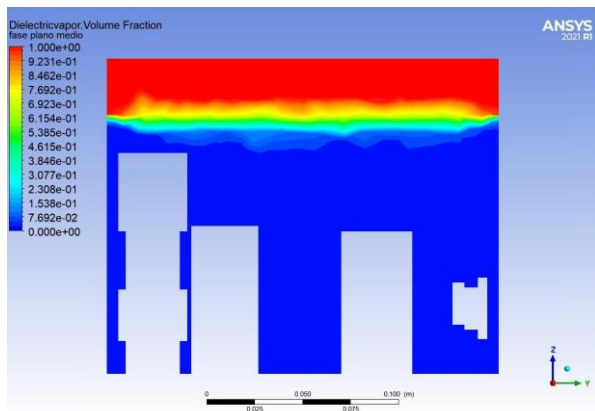


Figura 5-28. Fase líquida en el plano intermedio

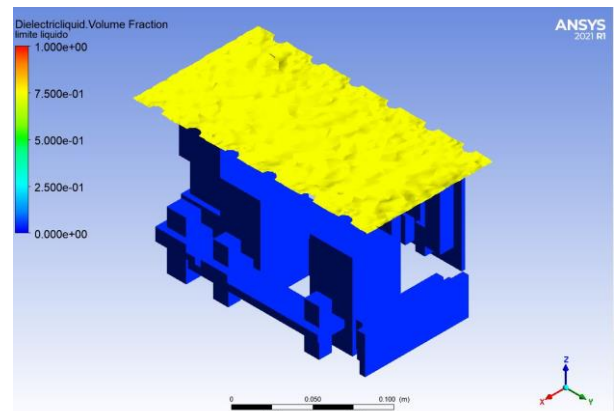


Figura 5-29. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Los resultados para 4000 m:

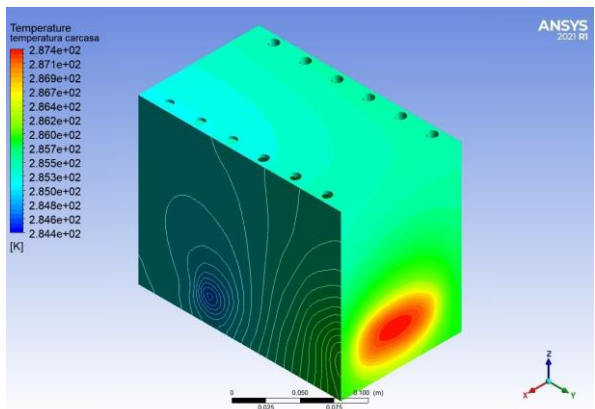


Figura 5-30. Distribución de T [K] en la carcasa

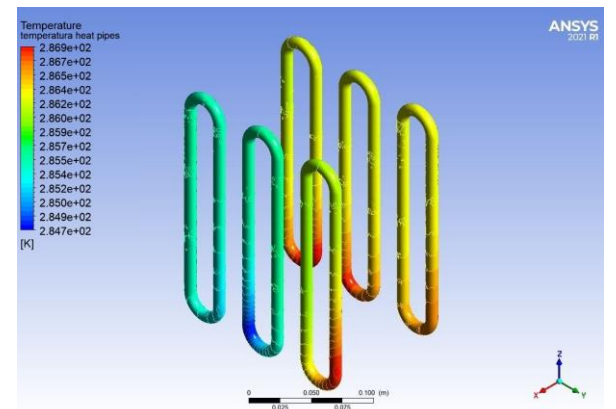


Figura 5-31. Distribución de T [K] en las heat pipes

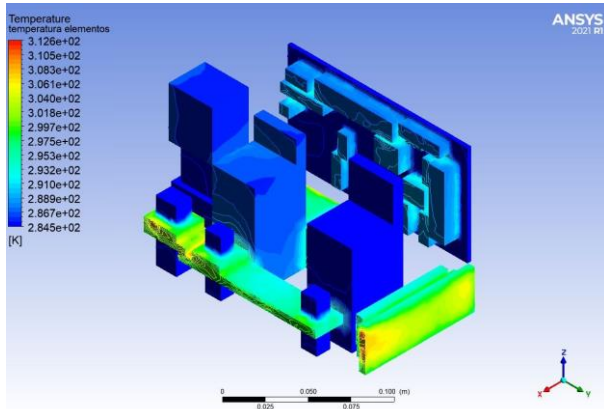


Figura 5-32. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

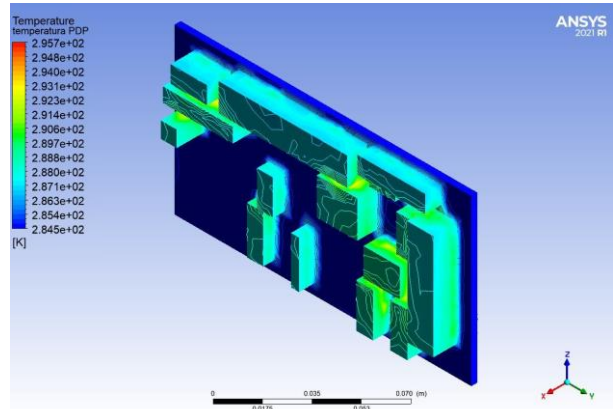


Figura 5-33. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

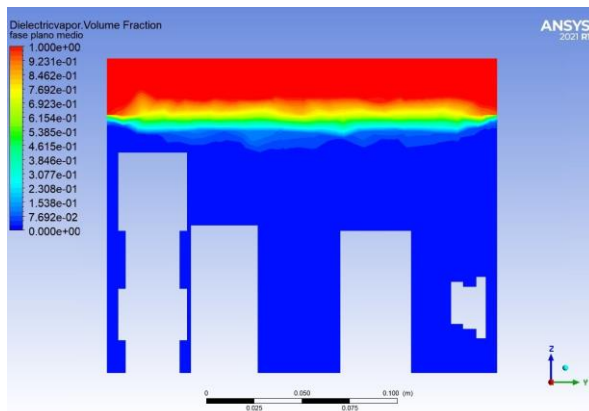


Figura 5-34. Fase líquida en el plano intermedio

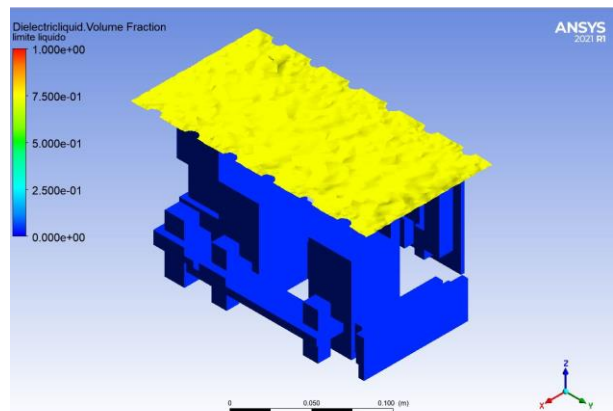


Figura 5-35. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Los resultados para 6000 m:

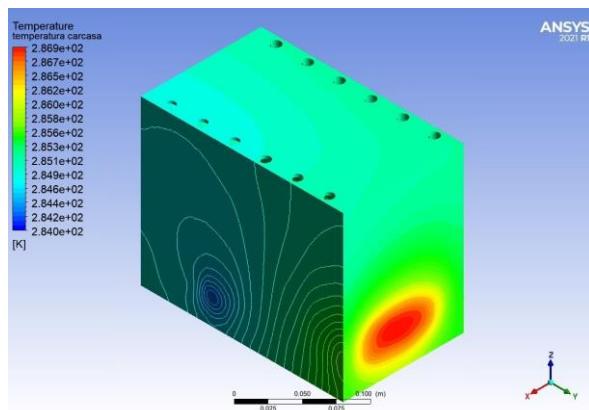


Figura 5-36. Distribución de T [K] en la carcasa

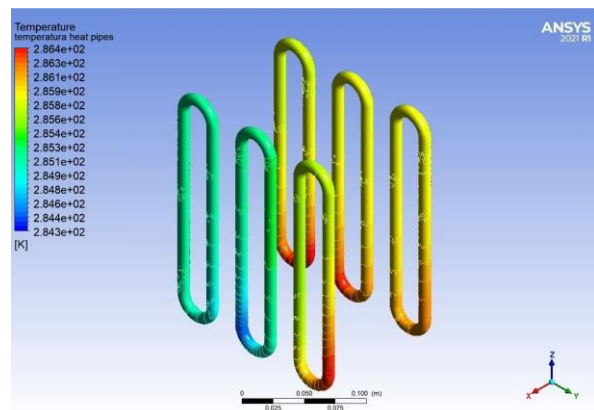


Figura 5-37. Distribución de T [K] en las heat pipes

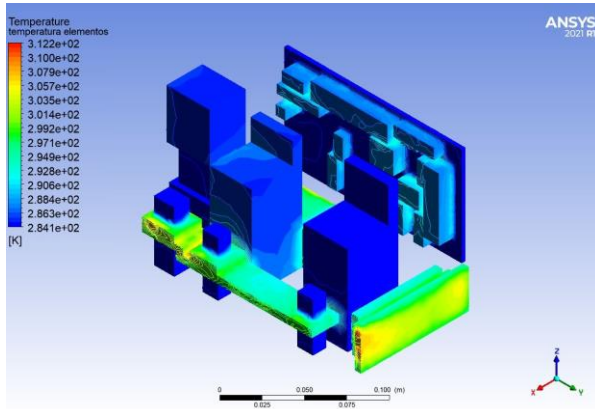


Figura 5-38. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

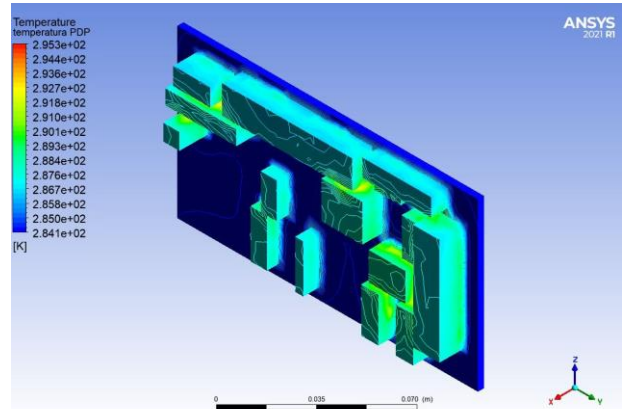


Figura 5-39. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

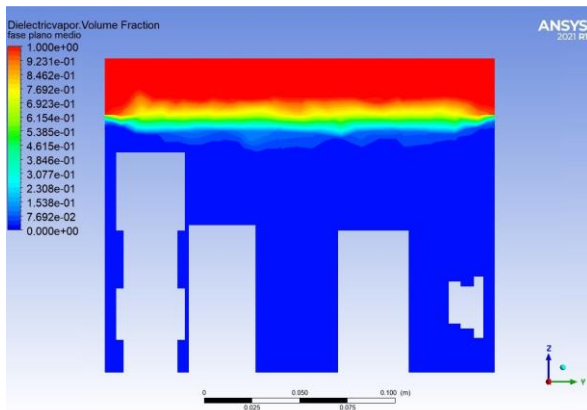


Figura 5-40. Fase líquida en el plano intermedio

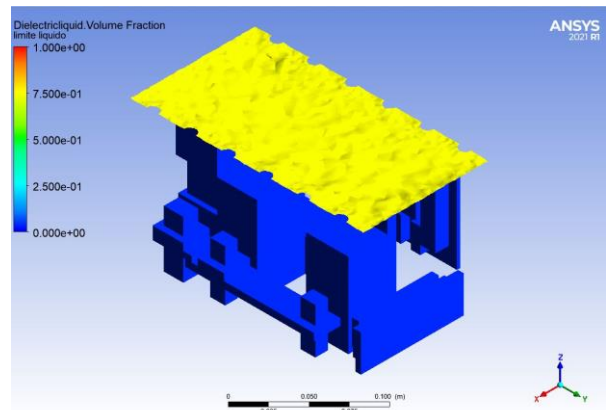


Figura 5-41. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Los resultados para 8000 m:

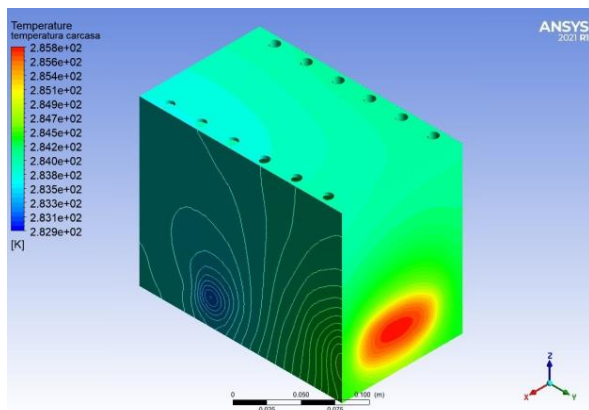


Figura 5-42. Distribución de T [K] en la carcasa

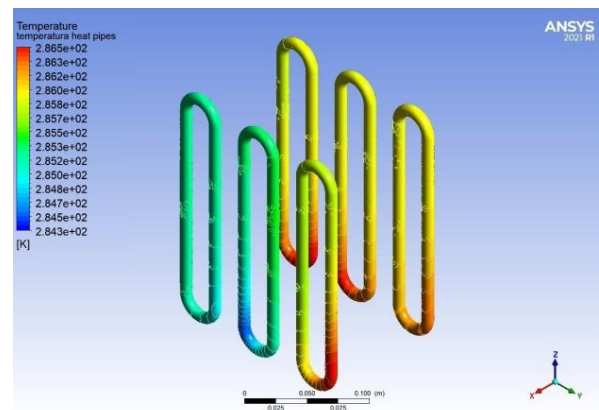


Figura 5-43. Distribución de T [K] en las heat pipes

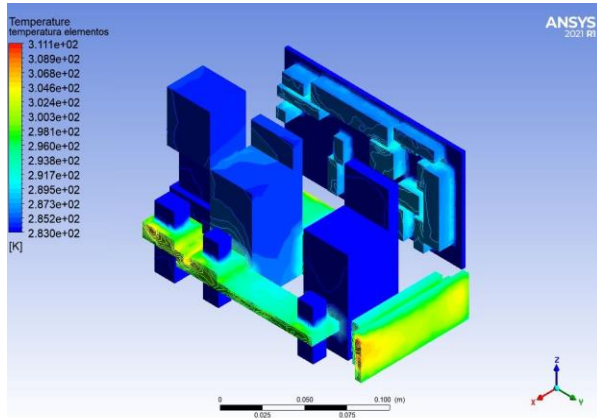


Figura 5-44. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

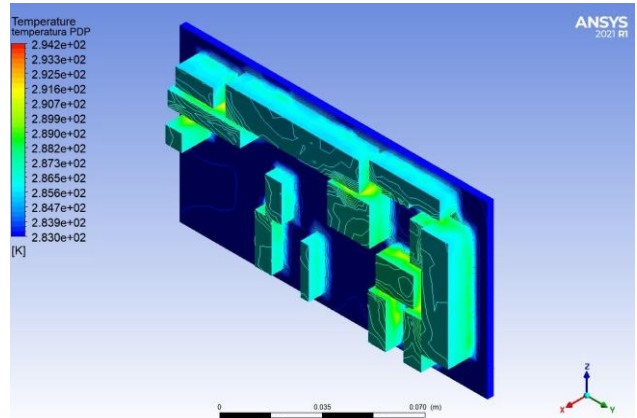


Figura 5-45. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

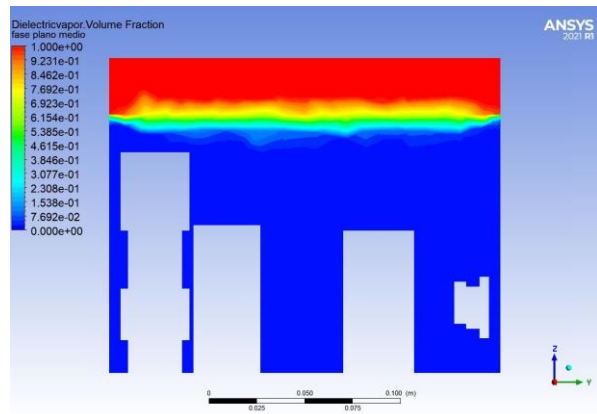


Figura 5-46. Fase líquida en el plano intermedio

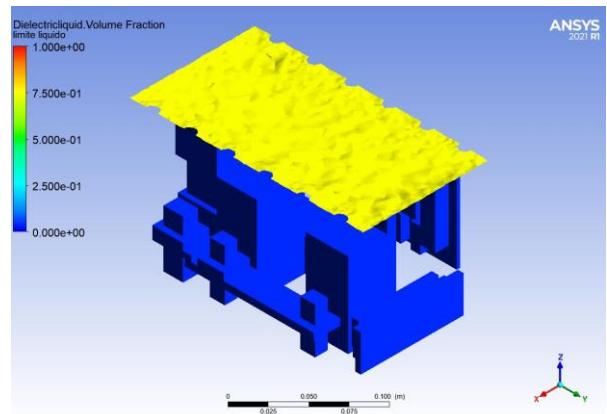


Figura 5-47. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Y finalmente, los resultados para 10000 m:

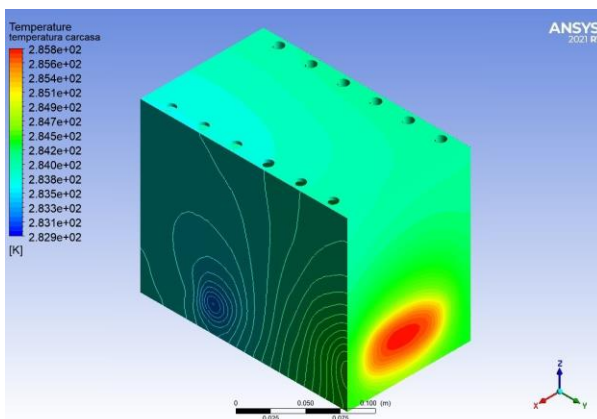


Figura 5-48. Distribución de T [K] en la carcasa

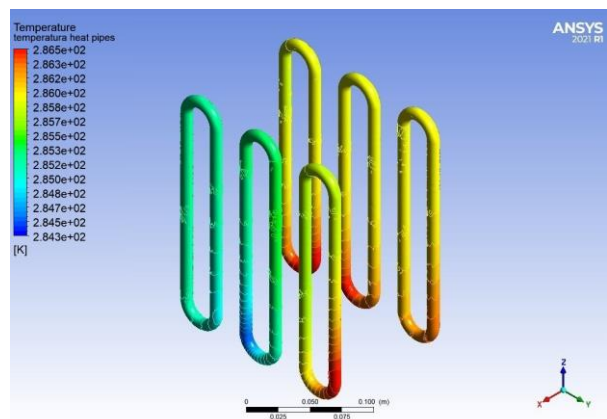


Figura 5-49. Distribución de T [K] en las heat pipes

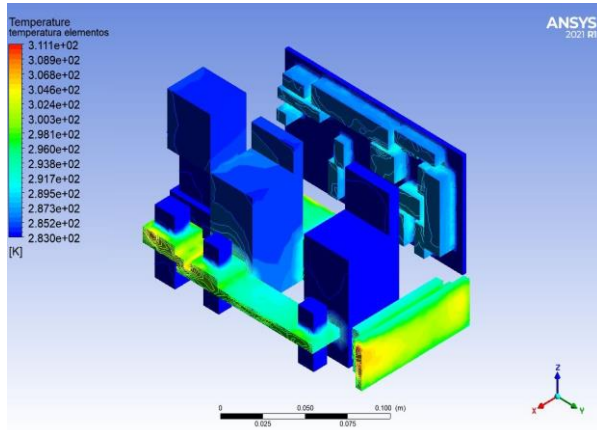


Figura 5-50. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

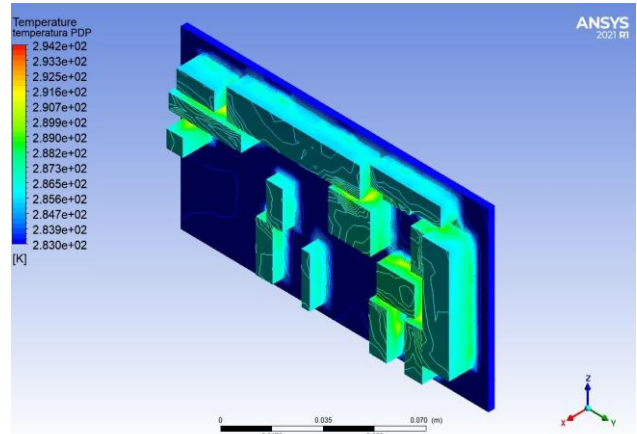


Figura 5-51. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

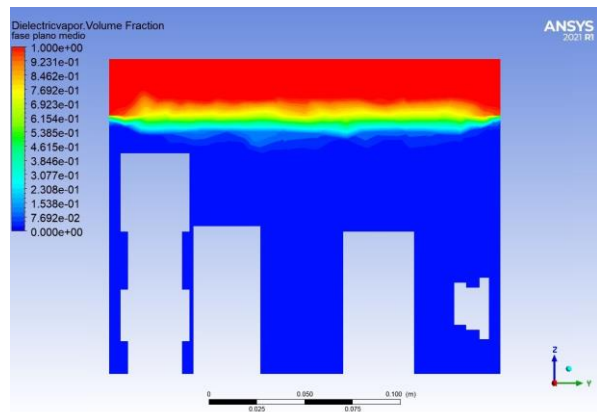


Figura 5-52. Fase líquida en el plano intermedio

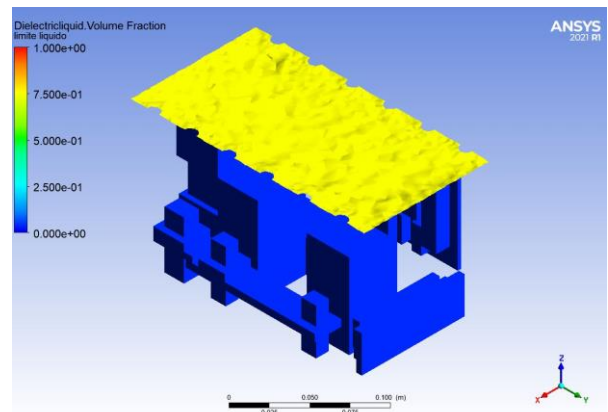


Figura 5-53. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Los valores máximos que podrían suponer problemas de viabilidad por temperaturas o presión quedan recogidos a continuación:

Altura [m]	$\Delta$ Nivel líquido [mm]	T Carcasa [K]	T PCB [K]	T Otros [K]	Potencia heat pipes [W]
10000	2.79	286.982	295.341	312.236	23.39
8000	2.82	285.832	294.178	311.082	23.34
6000	2.65	286.932	295.273	312.182	23.33
4000	2.81	287.362	295.711	312.611	23.31
2000	2.87	287.642	295.988	312.901	23.38
0	2.98	290.962	299.306	316.212	23.41

Tabla 5-6. Tabla resumen de los valores máximos de los análisis en profundidad

Cumple todas las limitaciones asociadas a la Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU y al resto de restricciones presentadas en 5.4. Variables para analizar y restricciones. Además, los gradientes de presión son del orden máximo de 23 kPa, lo cual es equivalente a la diferencia de presiones entre el nivel del mar y unos 2000 m, por lo que se considera más que asumible.

## 5.6.2 Resultados para uso ampliado

Para buscar cuánto se puede incrementar el calor que puede llegar a disipar el sistema de refrigeración en el caso de que se incrementen los requerimientos de la PDP, se recuerda que:

- Las restricciones de temperaturas de la Tabla 4-3. Temperaturas máximas permitidas en los elementos de la PDU se mantienen constantes
- Las restricciones de temperaturas de funcionamiento del dieléctrico (hasta 155°C [Tabla 3-5])
- Las restricciones por calor máximo que puede disipar el dieléctrico de 15 W/cm<sup>2</sup>
- El calor máximo disipado por cada heat pipe es de 243.05 W

Para el caso más extremo, se tiene que las restricciones limitantes son las debidas a la temperatura en el caso de un 950% el calor que se tiene inicialmente, es decir:

- Flujo de calor:

Componente electrónico	Superficie total [cm <sup>2</sup> ]	Superficie emisora [cm <sup>2</sup> ]	Pérdidas por calor [W]	Flujo de calor [W/cm <sup>2</sup> ]
Power Input Contactor	58.66	58.66	237.50	4.049
Power Transfer Contactor 1	87.30	46.70	27.36	0.586
Power Transfer Contactor 2	176.20	143.90	132.52	0.921
Diodos	98.62	98.62	380	3.853
PDP	351.78	134.75	237.5	1.762
Cableado	103.78	83.21	176.89	2.126

Tabla 5-7. Flujos de calor de los elementos disipadores del PDP para el caso extremo

- Calor total disipado: 1189.9 W

Después, dado que las mayores temperaturas se alcanzan a nivel de mar, a continuación, se muestran las distribuciones de temperatura y presión del análisis a h = 0 m:

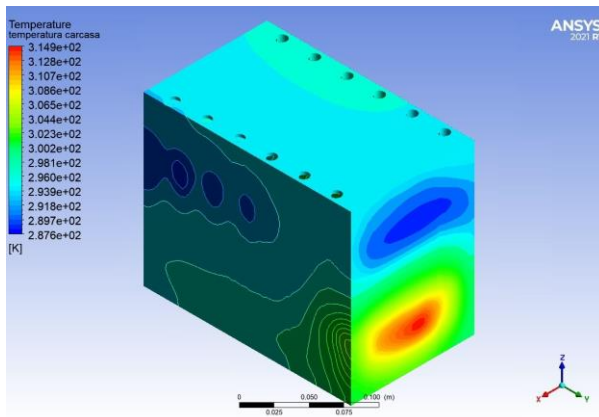


Figura 5-54. Distribución de T [K] en la carcasa

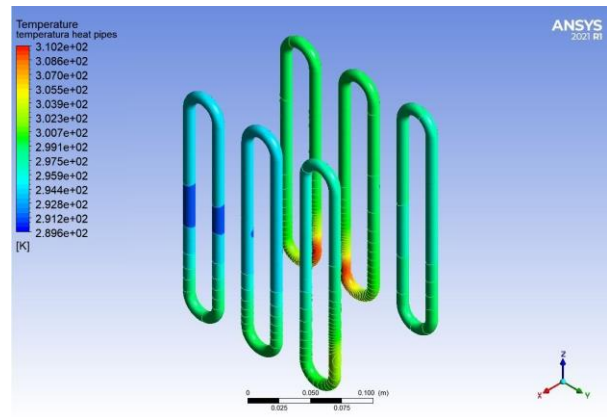


Figura 5-55. Distribución de T [K] en las heat pipes



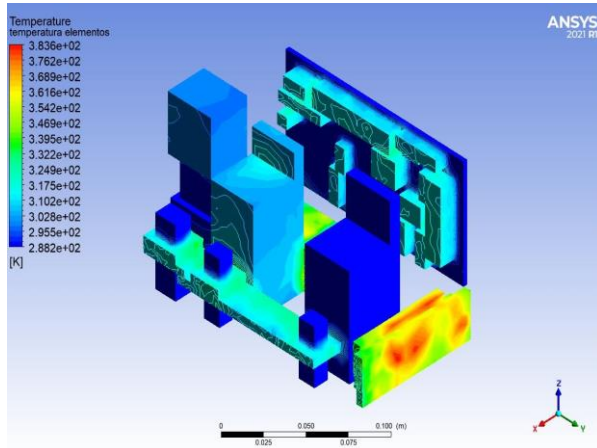


Figura 5-56. Distribución T [K] en los elementos electrónicos

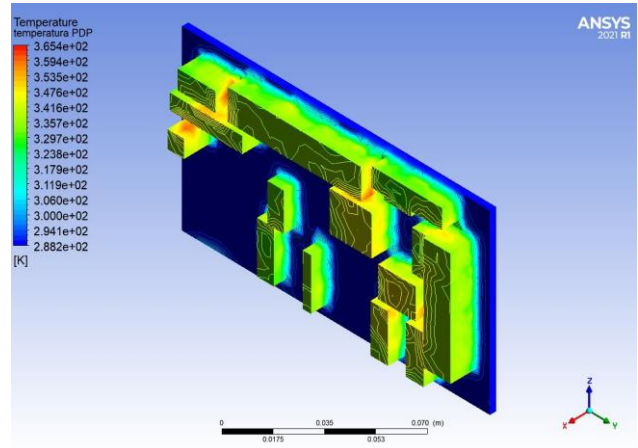


Figura 5-57. Distribución T [K] en el Power Distribution Panel

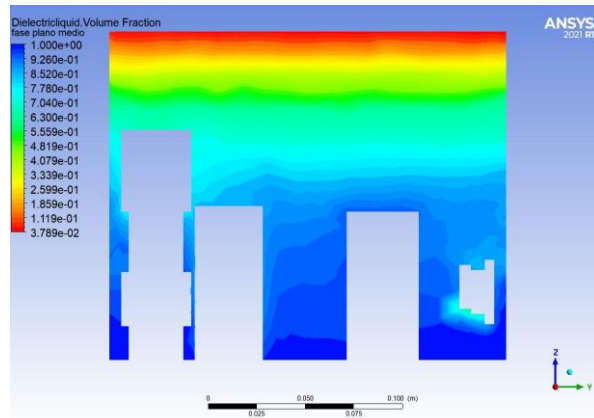


Figura 5-58. Fase líquida en el plano intermedio

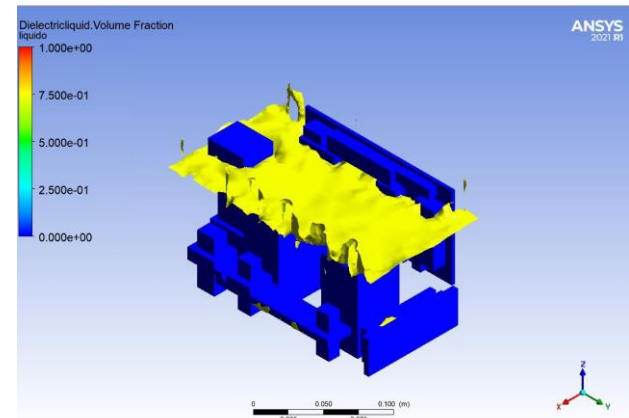


Figura 5-59. Isosuperficie de fase líquida al 75%

Resultan evidentes los cambios especialmente en la distribución de la fase líquida. Con un análisis con el transitorio se pueden obtener unas distribuciones y cambio de fase mucho más fieles a la realidad, sin partir de ninguna hipótesis de equilibrio inicial, como se tuvo que realizar en el Capítulo 4. Como se puede observar en las dos últimas imágenes, el nivel del líquido ha crecido hasta casi el máximo espacio que se había dejado libre y la existencia de líquido 100% queda solamente reducida a la zona inferior, algo completamente diferente si lo comparamos con los resultados del análisis preliminar:

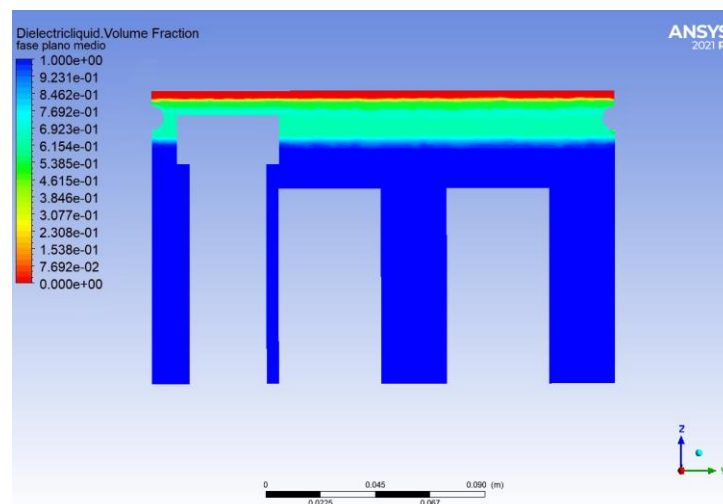


Figura 5-60. Fase líquida en el plano de simetría según el análisis preliminar

En la siguiente tabla resumen, se tienen los resultados al comparar los valores alcanzados y las limitaciones de la Tabla 4-3 en grados Celsius para facilitar su comparativa:

	$\Delta P$ [Pa]	T Carcasa [°C]	T PCB [°C]	T Otros [°C]	T dieléctrico [°C]
Análisis a 0 m y 950% $Q_0$	-6512	41.72	92.23	110.46	111.17
Limitaciones	-	85	150	125	155

Tabla 5-8. Recopilación de restricciones para comparación con los resultados obtenidos

Como bien se puede observar en la tabla anterior, aún existe margen para la temperatura máxima permitida y según la Tabla 5-7. Flujos de calor de los elementos disipadores del PDP para el caso extremo, también existe margen del máximo calor disipado por el dieléctrico. En el análisis en profundidad no se tienen 2 heat pipes situadas de forma simétrica respecto al plano de simetría de la hipótesis de cálculo. En este estudio, hay 6 heat pipes en un sistema asimétrico, por lo que se debe controlar el calor que evacua cada una de ellas de manera individual al incrementar la potencia disipada. La conclusión es que, con un 950%, una de ellas ya está trabajando con 234.1 W, muy cercano a su límite de trabajo, resultando así en la restricción limitante para el diseño.

# 6 CONCLUSIONES

*Las cosas difíciles requieren un largo tiempo, las cosas imposibles un poco más*

*- André A. Jackson -*

El objetivo con el que se realizaba este estudio era poder dar solución al problema de refrigeración que actualmente están teniendo algunos equipos electrónicos en la actualidad, como el Power Distribution Panel. La referencia que se tomaba es el estudio del comportamiento actual que realizan K. Tulasi, A. Vinutha y Ch. Venkata Anvesh [8], donde se muestra que la carcasa se sobrecalienta llegando a superar los límites térmicos. Es por ello, que en este capítulo se comenzará una comparativa con el sistema de convección tradicional que se tiene en la actualidad y ellos desarrollan en su estudio.

A continuación, se realiza una exposición de los puntos fuertes de esta metodología junto con qué grado de confianza se le puede dar a estos resultados para concluir con las líneas futuras de investigación que podrían seguirse en el desarrollo e implementación de estos sistemas de refrigeración líquida.

## 6.1. Comparación de resultados con sistemas convectivos tradicionales

En primer lugar, se recopila el comportamiento térmico de la electrónica en los casos más desfavorables para comparar el sistema tradicional, el alternativo y el alternativo en sus límites de funcionamiento:

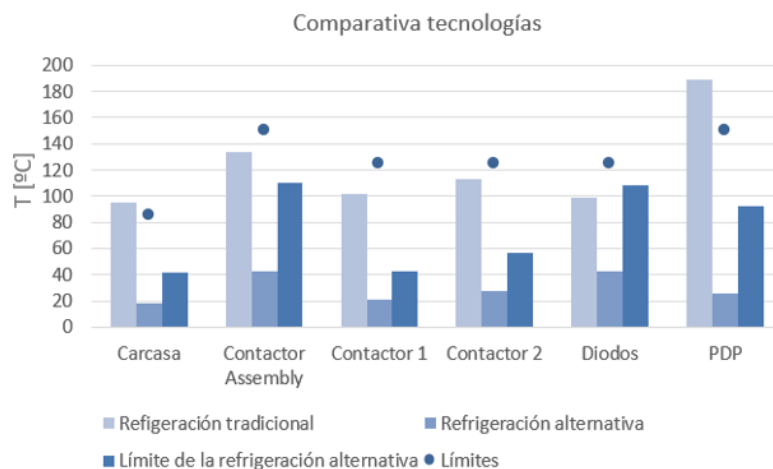


Figura 6-1. Comparación del comportamiento de las diferentes tecnologías aplicadas al PDP

Como bien se puede observar, el comportamiento de la refrigeración tradicional llega a tener problemas con la temperatura relativa tanto en el chasis de la carcasa como con el Power Distribution Panel, de ahí el estudio “Thermal Management Study of Avionics Equipment”. Sin embargo, la refrigeración líquida, no solo no tiene ningún problema con la situación actual, si no que permite alcanzar casi 10 veces la potencia disipada y permite que los elementos del panel puedan trabajar un máximo de 92.23°C, cuando por convección alcanza los 188.9°C en el caso más desfavorable. Esto, además de ceñirse a los requerimientos, permite que el estrés térmico que sufre la electrónica sea mucho menor, lo que resultará en mejoras de rendimiento y de respuesta del panel. Supone, por tanto, una mejora relevante.

Por otro lado, la distribución de la temperatura de la carcasa es especialmente reseñable debido al comportamiento cualitativo similar que tienen ambos estudios:

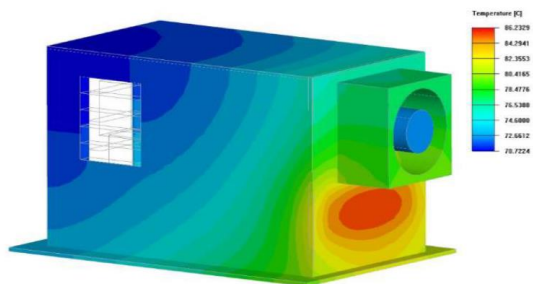


Figura 6-2. Distribución T [°C] a 0 m para refrigeración tradicional [8]

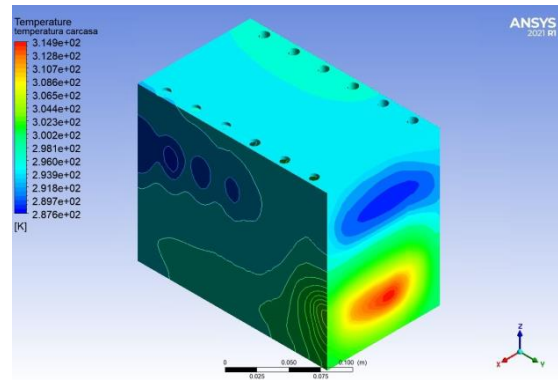


Figura 6-3. Distribución T [K] a 0 m para los límites de la refrigeración alternativa

La disposición de los diodos cercanos a la carcasa unido a que sus pérdidas de calor son las segundas más elevadas hacen que la zona más problemática en términos de temperatura para ambos sistemas sea en su cercanía. Podría ser interesante estudiar el reposicionamiento de dicha electrónica en otros puntos más alejados de la pared, tanto para la refrigeración con ventiladores como con dieléctrico.

Aunque por ahora todo se traduce en comportamientos similares, sí que es necesario destacar que la mayor diferencia que se podía apreciar en la Figura 6-1 se daba precisamente en el Power Distribution Panel, en esta ocasión sí que existen diferencias a nivel cualitativo del comportamiento:

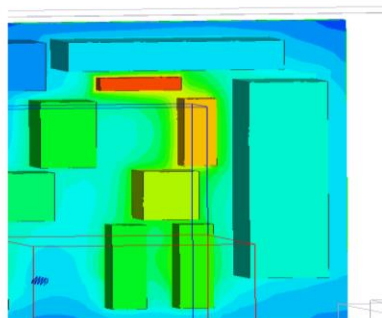


Figura 6-4. Distribución T [cualitativo] a 1000 m para refrigeración tradicional [8]

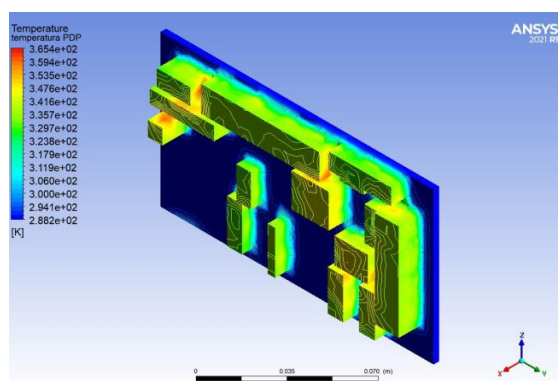


Figura 6-5. Distribución T [K] a 0 m para los límites de la refrigeración alternativa

El comportamiento del PDP en las zonas que pierden calor parece que de acuerdo con el modelo empleado por K. Tulasi, A. Vinutha y Ch. Venkata Anvesh en su estudio no es uniforme. Sería interesante poder conseguir o bien el modelo que han utilizado, o la naturaleza de cada microcomponente electrónico para así poder desarrollar un modelo más cercano a la realidad. Se recuerda que la no uniformidad de flujos de calor en este estudio se implementa en los diferentes elementos electrónicos, pero no dentro de los propios elementos en sí

mismos. Inicialmente, el sistema podría llegar a gestionar cambios relevantes vistos los márgenes respecto a los límites, es por ello por lo que la verdadera importancia se encontraría en poder determinar los límites del calor máximo que podrá desalojar el dieléctrico en vez del 950%.

## 6.2. Pros y contras del sistema de refrigeración líquida

Resulta evidente que a nivel térmico el sistema con líquido se comporta notablemente mejor, pero estos no son las únicas ventajas que conllevaría el uso de este sistema:

- Reducción del sangrado del motor. Al tratarse de un sistema autónomo que no depende de un ventilador externo, no es necesario sangrar aire al motor del avión, lo que implica una mejora del rendimiento final en el funcionamiento de este, entendido el rendimiento como la potencia entregada para la propulsión. Además, el peso del ventilador y las tuberías que sean necesarias para la alimentación del ventilador se ahorran con la nueva configuración.
- Disminución de cargas eléctricas. Por la misma razón de tratarse de un sistema autónomo, tampoco necesita de alimentación eléctrica para su refrigeración, esto permite que disminuya el peso del cableado necesario, las cargas a los transformadores, baterías... y disminuye, aunque ligeramente, la carga total de la electricidad que hay que gestionar en la aeronave.
- Sistema de la PDU sellado. La arquitectura del sistema es una arquitectura sellada donde nada entra del exterior. Esto es extremadamente positivo porque disminuye el mantenimiento de posibles “microcuerpos” que puedan introducirse al interior de la carcasa y que queden depositados en el fondo cuando ésta es soplada por un ventilador.
- Respetuoso con el medioambiente. El Fabricante 3M, además de tener el certificado de buenas prácticas (GMP), también tiene el certificado para el Novec7700 como un líquido respetuoso con el medioambiente. Entre los valores que permiten que sea catalogado como tal es [20]:
  - Su índice ODP (Ozone Deplation Potencial o Potencial de Agotamiento de la capa de Ozono) es estrictamente 0.0 por lo que no tiene impacto negativo en ella.
  - Su índice GWP (Global Warming Potencial o Potencial de Calentamiento Global) es de 420, es decir, 420 kg de Novec 7700 tiene el impacto equivalente de 1 kg de CO<sub>2</sub>. Para poner este dato más en contexto, el metano tiene un valor de 25, por lo que el Novec7700 lo tiene muy alto.
  - Calificado como NOAEL (sin efectos tóxicos en humanos) con estudios para contacto con la piel de 28 días ininterrumpidos o para su inhalación (1000 ppm) durante 5 días, 6 horas cada día, se concluye que tiene un comportamiento inocuo en humanos.
- No inflamable. Es un líquido no inflamable.

Si bien los beneficios son importantes, también hay que tener en cuenta los contras:

- Peso extra. El nuevo sistema también supone añadir peso a la aeronave. Por un lado, el líquido necesario son unos 2.375L (4.24 kg) y cada heat pipe supone 128,14 g (siendo un total de 0.768 kg), lo que en conjunto suponen 5.04 kg. Aunque supone peso extra, sería interesante poder conocer mejor el avión donde se llegaría a implementar para que, conociendo su arquitectura eléctrica y neumática, se pueda calcular cuanto peso se puede ahorrar en cableado y tuberías para el sistema autónomo de refrigeración.
- Costes de los materiales. Dependiendo de las cantidades que se compren y el proveedor que se escoja en el caso de las heat pipes, se pueden tener valores diferentes. El precio del dieléctrico se sitúa en torno a los 100€/kg y el precio de unas heat pipes como las que se han diseñado se sitúan en unos 40€/unidad [27]. En base a estos números al por menor se pueden estimar unos costes 600-800€.
- Espacio extra. El sistema precisa de 3 centímetros extras en altura para que la electrónica se sumerja por completo además de un posicionamiento adecuado que deje libre la zona superior para las heat pipes.

### 6.3. Futuras líneas de desarrollo

En base a los resultados obtenidos, parece que si la filosofía del MEA sigue el camino que lleva, implementar este nuevo tipo de sistemas de refrigeración va a pasar de ser una opción a ser una necesidad por lo que resultaría interesante poder estudiar más en profundidad ciertas ramas relativas a la implementación de la refrigeración líquida en el avión:

- **Diseño de las heat pipes.** En el diseño que se ha llevado a cabo el limitante han resultado ser las heat pipes por lo que resultaría interesante poder estudiar el uso de otras heat pipes. Actualmente, al tratarse de una tecnología para tener las nuevas generaciones de heat pipes, permiten gestionar mayores potencias:

Angle / HP Diameter	3mm	4mm	5mm	6mm	8mm	10mm
90	40.3	66.5	90.2	138.6	184.7	241.9
67.5	38.9	64.2	87.1	133.9	178.3	233.6
45	35.0	57.7	78.3	120.3	160.3	210.0
22.5	29.1	48.0	65.2	100.1	133.4	174.7
0	22.2	36.6	49.6	76.2	101.6	133.0
-22.5	15.2	25.1	34.1	52.4	69.8	91.4
-45	9.3	15.4	20.9	32.1	42.8	56.0
-67.5	5.4	8.9	12.1	18.6	24.8	32.5
-90	4.0	6.6	9.0	13.8	18.5	24.2

Tabla 6-1. Potencia gestionada por heat pipes tradicionales [15]

Angle / HP Diameter	3mm	4mm	5mm	6mm	8mm	10mm
90	42.7	78.9	109.4	195.5	265.6	351.8
67.5	41.3	76.2	105.6	188.8	256.5	339.7
45	37.1	68.5	95.0	169.7	230.6	305.4
22.5	30.9	57.0	79.0	141.2	191.8	254.0
0	23.5	43.4	60.2	107.5	146.1	193.5
-22.5	16.1	29.8	41.3	73.9	100.3	132.9
-45	9.9	18.3	25.3	45.3	61.5	81.5
-67.5	5.7	10.6	14.7	26.2	35.6	47.2
-90	4.3	7.9	10.9	19.5	26.5	35.1

Tabla 6-2. Potencia gestionada por heat pipes de nueva generación [15]

Además, esta gestión de potencia no conlleva grandes cambios en su comportamiento con  $\Delta T$ :

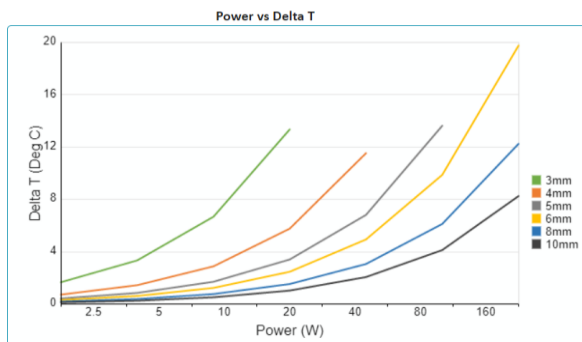


Figura 6-6. Potencia vs  $\Delta T$  en heat pipes tradicionales [15]

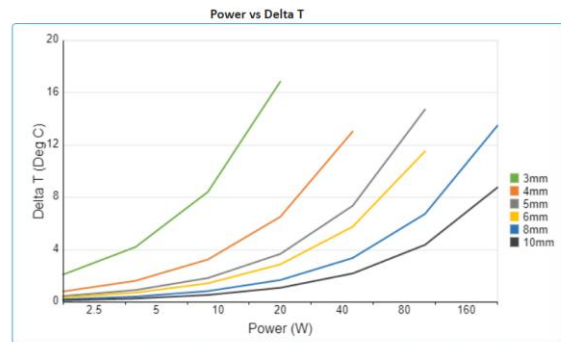


Figura 6-7. Potencia vs  $\Delta T$  en heat pipes de nueva generación [15]

El uso de estas heat pipes podría dar lugar a mejores resultados del sistema. También estas últimas figuras validan los resultados obtenidos para las heat pipes, pues se tenían unos  $10^{\circ}\text{C}$  de  $\Delta T$  para gestionar más de 200 W (caso extremo) y entorno a  $1^{\circ}\text{C}$  de  $\Delta T$  para la gestión de en torno a 20 W.

- **Gestión de condición de no verticalidad y otros tramos de vuelo.** Los estudios se han realizado con la hipótesis de que el avión iba en un crucero sin aceleraciones (más allá de la gravedad) con las heat pipes perfectamente verticales. Teniendo en cuenta la Figura 5-2, se recuerda el cambio de rendimiento cuando estas dejan de estar en vertical por lo que sería interesante su estudio en descensos, subidas y virajes en los que cambie la orientación y/o existan aceleraciones. También es necesario saber cómo se va a comportar el dieléctrico pues, al tratarse de un líquido de alta densidad comparado con los gases, el cambio de la orientación tendrá un impacto relevante en él. En función de la Figura 5-59. Isosuperficie de fase líquida al 75% para el caso extremo, podría ser necesario aumentar la altura del chasis del equipo para que fuera cubierto en su totalidad o una reorganización interior de la electrónica para aprovechar mejor los espacios vacíos y alejar los diodos de las paredes:

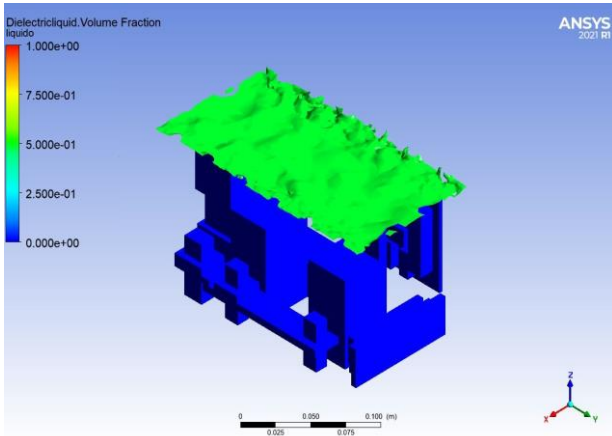


Figura 6-8. Isosuperficie de fase líquida al 50% en el caso extremo para cobertura total de la electrónica

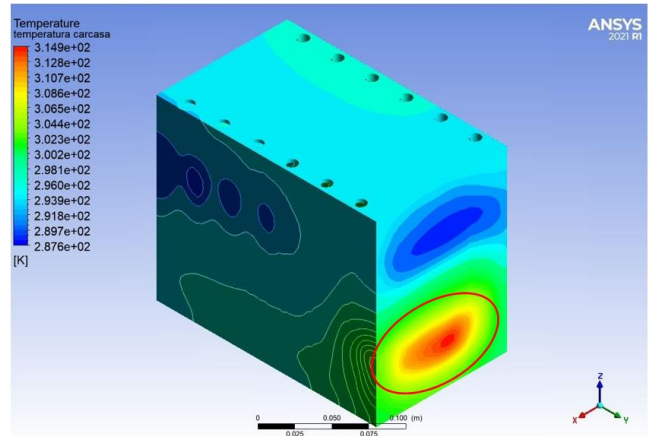


Figura 6-9. Distribución T[K] de la carcasa en el caso extremo remarcando el máximo en la zona de los diodos

- Otros diseños. Si bien en la presentación de tecnologías de refrigeración se habló de las aletas, en el diseño estudiado no fueron implementadas. Podría ser interesante que, de cara a futuro, nuevos diseños las pudieran contemplar llegando a desarrollar sistemas como los de Figura 3-11. Heat pipes con aletas .
- Normativa. En el contexto de testear nuevos sistemas y tecnologías, la industria aeronáutica siempre se ha tratado de un sector extremadamente conservador debido a los grandes impactos que pueden suponer fallos en sistemas embarcados. Por ello, realizar un estudio de la normativa vigente y criterios a nivel legal que deben cumplir los sistemas, debe ser una máxima en las líneas de desarrollo. De la mano del estudio de la normativa, podría llegar a ser hasta viable continuar el desarrollo de este sistema para la aviación en un nuevo Trabajo de Fin de Máster que, basándose en la normativa, desarrollara pruebas funcionales para su testeo y su potencial integración en una aeronave.

Se concluye de esta manera que, desde un punto de vista térmico del sistema de refrigeración, los resultados que se han obtenidos son excepcionalmente positivos hasta tal punto que darían pie a la continuación de su investigación y desarrollo tanto técnico como legal. Personalmente, considero que, si a nivel estructural nos encontramos estancados, nos vemos obligados a desarrollar la aviónica y para ello será necesario investigar nuevos caminos que hasta el momento podían pensarse hasta descabellados, ¿será la refrigeración líquida uno de los buenos? Pues yo concluyo que ojalá, que aún queda mucho por andar y descubrir pero que los ingenieros al fin y al cabo estamos para esto, para ingeniar.

# REFERENCIAS

---

- [1] R. Cabaco López, *Apuntes de "Diseño Estructural de Aeronaves" del Máster en Ingeniería Aeronáutica*, Universidad de Sevilla, 2022.
- [2] M. Á. Martín Prats, *Apuntes de "Aviónica y Sistemas de ayuda a la Navegación" del Grado de Ingeniería Aeroespacial*, Universidad de Sevilla, 2018.
- [3] A. Romero Valenzuela, *Apuntes de "Tráfico Aéreo Avanzado" del Máster en Ingeniería Aeronáutica*, Universidad de Sevilla, 2022.
- [4] J. M. Picón Tagua y F. R. Gavilán Jiménez, *Apuntes de "Sistemas de Aeronaves" del Grado de Ingeniería Aeroespacial*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2018.
- [5] E.A.S.A, «<https://www.easa.europa.eu/>,» 13 Diciembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.easa.europa.eu/downloads/7641/en>. [Último acceso: 30 julio 2022].
- [6] Electronics Tutorials, «Electronics Tutorial,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.electronicstutorials.ws/power/solid-state-relay.html>. [Último acceso: 2 agosto 2022].
- [7] Collins Aeroerospace, [En línea]. Available: <http://www.collinsaerospace.com/>. [Último acceso: 2 agosto 2022].
- [8] K. Tulasi Padmavathi, A. Vinutha y C. Venkata, «Thermal Management Study of Avionics Equipment,» *International Journal & Magazine of Engineering*, vol. 5, nº 9, pp. 71-80.
- [9] R. Rundquist, «Vertiv™ Architects of Continuity™,» 15 julio 2019. [En línea]. Available: <https://www.vertiv.com/>. [Último acceso: 2 agosto 2022].
- [10] A. Molina-Cristóbal, X. Chen, M. D. Guenov, A. Riaz y A. S.J. van Heerden, *Interactive Uncertainty Allocation and Trade-off at Earlystage Aircraft Computational Design*, Cranfield, Bedfordshire, MK43 0AL, United Kingdom: Cranfield University, 2018.
- [11] J. A. Iranzo Paricio, *Apuntes de "Transmisión de Calor" del Máster en Ingeniería Aeronáutica*, Universidad de Sevilla, 2022.
- [12] Siemens, «Frontloading design decisions for avionics cooling systems,» [En línea]. Available: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/webinar/avionics-cooling-systems/70962>. [Último acceso: 10 agosto 2022].
- [13] M. Maldonado, «Análisis de un heat pipe cargado con H134A a tres distintas presiones operando en el rango 30-70°C,» *Revista Ingeniería Primero*, pp. 85-101, agosto 2010.
- [14] L. L. Vasiliev, «Heat Pipe in Modern Heat Exchangers,» *Science Direct - Applied Thermal Engineering*



2005, pp. 1-19, 13 junio 2003.

- [15] Celsia, «Celsia Inc.,» [En línea]. Available: <https://celsiainc.com/heat-sink-blog/heat-pipe-heat-sink-design/>. [Último acceso: 10 agosto 2022].
- [16] M. A. Brito y E. N. Zapico, «Modelo Matemático de un "Heat Pipe" aplicable al sistema de control de un nanosatélite,» *Mecánica Computacional*, vol. XXXI, pp. 2879-2894, 2012.
- [17] A. Romea Torralba, *Análisis de sistemas Heat Pipe para células AMTEC y su aplicación en centrales termosolares*, Universidad de Zaragoza, junio 2013.
- [18] Universidad Rey Juan Carlos, *Apuntes de "Transmisión de calor con cambio de fase"*, Departamento de Ingeniería Térmica, 2014.
- [19] Hmong, «www.hmong.es,» [En línea]. Available: [https://hmong.es/wiki/Liquid\\_dielectric](https://hmong.es/wiki/Liquid_dielectric). [Último acceso: agosto 2022].
- [20] 3M™, «Aplicaciones de transferencia térmica con los fluidos especiales de 3M™ Novec™,» Madrid, octubre, 2017.
- [21] A. Bar-Cohen, «Thermal Design of Immersion Cooling Modules for Electronic Components,» *Heat Transfer Engineering*, pp. 35-50, 1983.
- [22] J. M. Ramírez Ruiz y J. I. Lorenzo Díaz, *Trabajo de "Diseño de Motores a Reacción" del Máster en Ingeniería Aeronáutica*, Universidad de Sevilla, 2021.
- [23] J. M. Ramírez Ruiz, A. M. Sánchez González y C. Gutiérrez Portilla, *Trabajo de "Diseño de Turbomáquinas"*, Universidad de Sevilla, 2022.
- [24] S. Wasserman, «engineering.com,» 22 noviembre 2016. [En línea]. Available: <https://www.engineering.com/story/choosing-the-right-turbulence-model-for-your-cfd-simulation>. [Último acceso: 9 agosto 2022].
- [25] L. Anatoliy y K. Polina, «Effect of the flow velocity on bubble boiling characteristics,» de *E3S Web of Conferences 128*, 2019.
- [26] W. Lee y G. Son, «Numerical Simulation of Bubble Growth and Heat Transfer during Flow Boiling in a Surface-Modified Microchannel,» *Heat Transfer Engineering*, 2013.
- [27] Pioneer Thermal, «Pioneer Thermal,» [En línea]. Available: <https://www.heatsinksmfg.com/>. [Último acceso: 25 noviembre 2022].