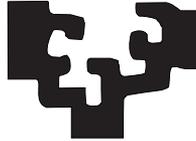


eman ta zabal zazu



**Universidad  
del País Vasco**

**Euskal Herriko  
Unibertsitatea**

**Escuela de Ingeniería de Bilbao  
Departamento de Tecnología Electrónica**

## **TESIS DOCTORAL**

# **Aportaciones a la mejora de los sistemas de refrigeración de los convertidores de potencia del vehículo eléctrico**

**Autora: Itxaso Aranzabal Santamaria**

**Director: Dr. Iñigo Martínez de Alegría**

**Bilbao, Junio 2019**



*Nire gurasoei  
Jose Mari eta Lourdes*

*eta bidai luze honetan beti nire ondoan egon zaretenoi  
Ilargi, Izei eta Igor.*

*Asko, asko, asko,..., maite zaittuet!*



# Eskerrak

Lehenik eta behin, Euskal Herriko Unibertsitateko elektronika aplikatuko ikerketa-taldeari (APERT) eskerrak eman nahi dizkiot, emandako konfiantza eta laguntzagarritik eta bereziki, nire tesi-zuzendari izan den Iñigo Martínez de Alegriari. Inigo Kortabarria eta Jon Andreu ere eskertu nahi ditut, alor teknikoan eman didazuen laguntzaz gain, gertukoak izateagarritik. Urte hauetan eskaini didazuen laguntza oso garrantzitsua izan da tesi hau aurrera eramateko.

Bestalde, ezin ditut ahaztu bulegokideak izan diren, Igor Villalta eta Asier Matallana, doktorego-tesi honetan zehar eman didazuen laguntza eskuzabalagarritik. Eta nola ez, eskerrak tesiaren azken txanpa honetan ondoan izan zareten, Iraide López eta Julen Gómez-Cornejo. Malko eta barre artean, bukaezina zirudien bidai honetan, aholkuak emateaz gain, eman didazuen babes, animo eta laguntzagarritik. Mila esker bihotz-bihotzez. Besarkada ta muxu bana.

Gainerako APERTeko kide izan ditudan guztioi ere: Naiara Moreira, Angel Pérez, Víctor López, Oier Oinederra, David Cabezuelo, Edorta Ibarra, Iker Aretxabaleta, Marcelo Urbina, Tatiana Acosta, Endika Robles eta Markel Fernández. Mila esker guztioi. Norbait ahaztu bazait barka iezadazue.

Parmako Unibertsitateko Nicola Delmonte eta Paolo Covari ere eskerrik beroenak.

Kuadrillakoari be eskerrik asko, bizi profesionala alde batera itzi, eta barre eta parrandarako beti prest egon zarielako. Besarkada handi bat danori.

Ixone eta osabari be eskerrik asko, benetan zertan nabilen jakin barik be, hor egon zarielako. Eni, Joxean eta Ester, zeuri be eskerrak eman barik ezin zaittuet itxi.

Ama ta Aita, zuen alabak ikasketak izateko egin dozuen ahalegin eta esfortzue barik, doktoretza-tesi hau inoiz ez zan burutuko. Gaur naizena izatera heldu banaz, zueri esker izan dalako! Eskerrik asko bihotz-bihotzez.

Igor, zuri be eskerrik asko egunero-egunero ondoan izan zaittupalako. Irrifarrerren bat atarateko beti hor egon zarela! Doktorego-tesi honek emon dozten esperientzia politxena zugaz konpartidu ahal izan dodalako! Italiako egonaldi zoragarri hori, inoiz ez dogu ahaztuko! Besarkada handi bat.

Bilbo, 2019ko Ekaina.

# Resumen

Hoy en día, el vehículo eléctrico (VE) es la opción mejor posicionada para sustituir masivamente a los automóviles de motor de combustión tradicionales en el mercado a medio y largo plazo. Sin embargo, y a pesar de las previsiones tan optimistas, son aún muchos los factores que impiden alcanzar su despliegue; el stock de VE mundial actual corresponde solo al 0,2% del número total de vehículos de pasajeros en circulación.

En lo que a los factores estrictamente tecnológicos se refiere, el VE ha de mejorar su eficiencia. La densidad de potencia exigida en los módulos inversores en el VE es elevada y por ello es necesaria una refrigeración eficiente que permita extraer el máximo calor. En esta tesis, se aportarán soluciones a este problema, desarrollando para ello nuevas estrategias de gestión térmica y tecnologías de refrigeración avanzadas que permitan a la electrónica de potencia estar más cerca de cumplir los objetivos fijados.

En consecuencia, inicialmente, se realizará una revisión exhaustiva del estado del arte, las tecnologías actuales y las tendencias futuras de las técnicas de refrigeración que harán posible la próxima generación de VEs y se analizarán los aspectos de diseño del encapsulado del módulo de potencia, para mejorar, así, la conductividad térmica, disminuir la resistencia térmica y aumentar la corriente máxima admisible.

Posteriormente, se desarrollará una plataforma experimental para un sistema de refrigeración líquida basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de aire acondicionado (A/C) de un VE (condensador, compresor, válvula de expansión), y se ampliará el conocimiento de la aplicación eficiente de la refrigeración por cambio de fase. En la actualidad, la investigación en sistemas de refrigeración por cambio de fase se centra en la caracterización experimental y predicción teórica del coeficiente de transferencia de calor, la caída de presión y el flujo de calor crítico ( $CHF$ ,

*Critical Heat Flux*). Sin embargo existe poca información sobre cómo aplicar la refrigeración por cambio de fase de manera eficiente en la gestión térmica práctica de un módulo de electrónica de potencia.

Finalmente, se presentará un modelo de simulación por elementos finitos (*FEM*, *Finite Element Method*) simplificado para un módulo inversor de electrónica de potencia que permitirá analizar de manera rápida, el comportamiento térmico en función de las propiedades y parámetros térmicos de los distintos materiales que componen el módulo y de la tecnología de refrigeración empleada. No obstante, un modelo de simulación que describe totalmente el proceso de ebullición (el cambio de fase cuando el fluido circula a través del *cold plate*, la formación de burbujas, etc.) no resulta muy útil. El alto grado de especialización requerido por parte del usuario, la gran carga computacional resultante de acoplar distintas físicas en un mismo modelo de simulación y los grandes tiempos de ejecución son los principales inconvenientes. Por esta razón, en el modelo realizado en esta tesis, se simplificará la complejidad de la física asociada al fenómeno de cambio de fase insertando como condición de contorno un coeficiente de transferencia de calor uniforme obtenido experimentalmente.

# Laburpena

Gaur egun, epe laburrean, auto tradizionalak ordezkatzeko aukerarik onena ibilgailu elektrikoa dela aurreikusten da. Hala ere, aurreikuspena baikorra izan arren, oraindik asko dira garatzeko dauden faktoreak; izan ere, ibilgailu elektrikoaren egungo stock-a, zirkulazioan dauden bidaiarien ibilgailuen guztizkoaren % 0.2 besterik ez da.

Zentzu honetan, faktore teknologikoei dagokienez, ibilgailu elektrikoari dagokion teknologiaren eraginkortasuna hobetu behar da. Ibilgailu elektrikoari loturiko potentzia-bihurgailuetan, korrante-dentsitate handitan lan egiten duten erdie-roaleak erabiltzen dira. Korrante altuak direla medio, handitu egiten dira gailu erdie-roale horietan gertatzen diren galerak, eta ondorioz, potentzia-erdieroaleak berotu egiten dira. Moduluen efizientzia eta fidagarritasuna ziurtatzeko, beharrezkoa da hozte-sistema eraginkor eta egoki bat aukeratzea.

Tesi honetan, potentzia-bihurgailuen moduluen hozte-metodoak berrikusi, eztabaidatu eta soluzio berriak proposatuko dira. Gainera, potentzia-modulen erdie-roaleen integrazioan (packaging, ingelesez) eta mihizatze-teknologia ezberdinen diseinuan ematen ari diren etorkizuneko joeren berrikuspena egingo da. Horrela, potentzia-moduluaren eroankortasun termikoa hobetzeko, erresistentzia termikoa murrizteko eta ondorioz baimendutako gehienezko korrontea handitzeko eman behar diren urratsak azaleratuko dira.

Bestalde, aire-girotu sistema bateko ohiko elementuetatik abiatuta (kondentsadore, konpresore, hedapen balbula), lurrun-konpresio zikloan oinarritutako likido hozte-sistema baten garapen esperimentalak egingo dira. Garapen honen bitartez, egoera-aldaketan oinarritutako hozte-metodoen aplikazio eraginkorrari buruzko analisia egitea posible izango da. Izan ere, orain arte, egoera-aldaketan oinarritutako hozte-sistemetan egindako ikerketak, bero-transferentzia koefizientea, presio-galera eta bero-fluxu kritikoaren (CHF, Critical Heat Flux) karakterizazio esperimental eta iragarpen teorikoan oinarritu izan dira, baina, egoera-aldaketaren

teknologia, potentzia-moduluen hozte-sistemetan nola aplikatu behar den argibide gutxi eman da.

Azkenik, aurretik garatutako potentzia-bihurgailu horren hozte-sistemaren eraginkortasuna aztertzeke eta hobetzeko baliagarria den FEM (*Finite Element Method*) simulazio eredu sinplifikatu bat aurkeztuko da. Eredu honek, materialen parametro eta propietateen arabera, bihurtuaren portaera termikoaren analisi azkarra egitea ahalbidetuko du. Alde batetik, kontuan izan behar da FEM ereduak simulatzea konplexua dela (erabiltzailearen aldetik eskatzen duen espezializazio maila altua, fisika ezberdinak eredu berean aztertzearen ondorioz sortutako karga konputazional handia) eta simulazioak egiteko beharrezkoa den denbora gehiegizkoa izaten dela normalean. Hori dela eta, tesian garatutako ereduak, egoera-aldaketa fenomenoarekin lotutako fisikaren konplexutasuna sinplifikatuko da, esperimetalki lortutako bero-transferentzia koefiziente uniformearen baldintza gisa erabiliz.

# Abstract

Today, the electric vehicle (EV) is the best positioned option to massively replace traditional combustion cars in the market. However, despite the optimistic forecasts, there are still many factors that prevent its deployment; the current global VE stock corresponds to only 0.2% of the total number of passenger vehicles in circulation. As a consequence, the automotive electric drives of future vehicles have to overcome a number of technological challenges in order improve its efficiency.

High power density EV power inverters require a new approach to cope with stringent requirements of high current density. The heat flux of power modules for EVs is high, and it is projected to increase as the current densities and switching frequencies increase, so new efficient cooling technologies are necessary. The reliability of power electronic systems is closely dependent on the thermal behavior of semiconductor devices.

Many technologies and techniques for cooling EV power modules can be found in the literature. At the beginning of this thesis, a review and classification of the main thermal management techniques is presented. Furthermore, in order to develop a power module for EV applications new solutions for module integration and packaging technology are needed. In this sense, the technical trends and advances in EV power module packaging technologies will be reviewed.

On the other hand, several papers in the scientific literature present results on two-phase cooling techniques for the removal of high heat flux. However, no direct experimental data is available for comparison of single-phase and two-phase cooling of EV power inverter working through the same full drive cycle, in order to assess both systems.

The main goal of this thesis is to test and compare an experimental VCTPL (Vapour Compression Two-Phase Loop) prototype built using conventional automotive air conditioning components (condenser, expansion valve, compressor, and

vapour and liquid lines) with a conventional single-phase cooling system under the same drive cycle. Because the heat transfer coefficient,  $h$ , is not a parameter provided by manufacturers of cold plates for conventional single-phase cooling, will be necessary to determine experimentally the value of  $h$  for a specific cold plate, before detailed three-dimensional FEM (Finite Element Method) simulation of the two-phase cooling in the motor inverter will be done. In this way, simulation of the complex two-phase phenomenon, with thermal transport by boiling and convection, will be simplified by substitution of all the mechanisms by a simple uniform heat transfer coefficient,  $h$ , along the inner walls of the cold plate.

# Contenido

<b>Resumen</b>	<b>v</b>
<b>Laburpena</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de figuras</b>	<b>xv</b>
<b>Lista de tablas</b>	<b>xxi</b>
<b>Lista de acrónimos</b>	<b>xxiii</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Contexto de la tesis . . . . .	1
1.2 Introducción al tema de la tesis . . . . .	2
1.3 Objetivos y metodología . . . . .	7
1.4 Estructura del documento . . . . .	8
<b>2 Influencia de la temperatura en convertidores de potencia para VE</b>	<b>11</b>
2.1 Introducción . . . . .	11
2.2 La electrónica de potencia en el VE . . . . .	16
2.3 Influencia de la temperatura en el comportamiento en los dispositivos IGBTs de un módulo de potencia . . . . .	23
2.3.1 Efecto de la temperatura en los parámetros térmicos de los materiales empleados en el diseño del módulo de potencia . . . . .	24
2.3.2 Influencia de la temperatura sobre el comportamiento estático del IGBT . . . . .	25
2.3.3 Influencia de la temperatura sobre el comportamiento dinámico del IGBT . . . . .	28

2.3.4	Pérdidas debidas a desequilibrios . . . . .	31
2.4	Conclusiones . . . . .	31
<b>3</b>	<b>Ensamblado de módulos de potencia para VE</b>	<b>35</b>
3.1	Introducción . . . . .	35
3.2	Características térmicas de los semiconductores . . . . .	36
3.2.1	Temperaturas en el dispositivo . . . . .	37
3.2.2	Resistencias térmicas especificadas en el dispositivo . . . . .	38
3.3	Predicción de la fiabilidad en dispositivos de potencia . . . . .	42
3.3.1	Tests de prueba. Ciclado de potencia y ciclado térmico . . . . .	45
3.4	Tecnologías de ensamblado . . . . .	49
3.4.1	Tecnologías de interconexión . . . . .	50
3.4.2	Diseño del DBC . . . . .	52
3.4.3	Técnicas de unión por soldadura o sinterización . . . . .	54
3.4.4	Contacto por presión . . . . .	55
3.4.5	Módulos con o sin placa base . . . . .	56
3.5	Conclusiones . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Métodos de refrigeración asociados a los módulos de potencia del VE</b>	<b>61</b>
4.1	Introducción . . . . .	61
4.2	Refrigeración por aire . . . . .	64
4.2.1	Refrigeración por convección natural y radiación . . . . .	64
4.2.2	Refrigeración por convección forzada de aire . . . . .	65
4.3	Refrigeración líquida . . . . .	67
4.3.1	Refrigeración líquida indirecta por <i>Cold plates</i> . . . . .	70
4.3.2	Método basado en <i>pin fins</i> . . . . .	74
4.3.3	<i>Spray cooling</i> . . . . .	76
4.3.4	Jet impingement cooling . . . . .	77
4.3.5	Microcanales . . . . .	77
4.3.6	Refrigeración a doble cara . . . . .	80
4.4	Refrigeración termoeléctrica . . . . .	82
4.5	Conclusiones . . . . .	84
<b>5</b>	<b>La refrigeración por cambio de fase</b>	<b>87</b>
5.1	Introducción . . . . .	87
5.2	Fundamentos teóricos . . . . .	88
5.2.1	Fundamentos de la ebullición . . . . .	89
5.2.2	<i>Pool boiling</i> o ebullición en estanque . . . . .	91
5.2.3	Ebullición en flujo, <i>flow boiling</i> . . . . .	94
5.2.4	Clasificación de los flujos de fluidos . . . . .	96

5.2.5	Transferencia de calor en ebullición . . . . .	96
5.3	Estado actual de los sistemas basados en la refrigeración por cambio de fase . . . . .	98
5.3.1	Tubos de calor o <i>Heat-pipes</i> . . . . .	98
5.3.2	Termosifon . . . . .	100
5.3.3	Refrigeración por inmersión o <i>Immersion cooling</i> . . . . .	101
5.4	Conclusiones . . . . .	104
<b>6</b>	<b>Aportaciones en la mejora del sistema de refrigeración de un módulo de potencia asociado al VE</b>	<b>105</b>
6.1	Introducción . . . . .	105
6.2	Diseño y construcción de una plataforma experimental para un sistema de refrigeración basado en un ciclo de compresión de vapor	108
6.2.1	Descripción y principio de funcionamiento . . . . .	108
6.2.2	Descripción del sistema de refrigeración por fase simple . . . . .	114
6.3	Caracterización experimental del <i>cold plate</i> . . . . .	116
6.4	Respuesta del sistema de refrigeración ante un ciclo de conducción	119
6.5	Análisis de la distribución de la temperatura en los IGBTs del módulo inversor . . . . .	123
6.5.1	Resultados experimentales . . . . .	124
6.6	Modelo de simulación multifísica mediante elementos finitos . . . . .	130
6.6.1	Diseño de geometría y condiciones de contorno . . . . .	132
6.6.2	Modelado numérico . . . . .	132
6.6.3	Validación del modelo de simulación FEM . . . . .	134
6.6.4	Análisis numérico del inversor SKIM909GD066HD . . . . .	136
6.7	Resultados de la simulación. Comparación de los resultados obtenidos en la refrigeración por fase simple y por cambio de fase . . . . .	139
6.8	Conclusiones . . . . .	144
<b>7</b>	<b>Conclusiones de la tesis y trabajo futuro</b>	<b>147</b>
7.1	Conclusiones . . . . .	147
7.2	Principales aportaciones . . . . .	150
7.3	Publicaciones derivadas del presente trabajo . . . . .	152
7.4	Lineas de trabajo futuro . . . . .	154
7.5	Agradecimientos . . . . .	155
<b>A</b>	<b>Fundamentos básicos de transferencia de calor</b>	<b>157</b>
A.1	Fundamentos básicos de la transferencia de calor . . . . .	157
A.1.1	Conducción . . . . .	159
A.1.2	Convección . . . . .	161
A.1.3	Radiación . . . . .	162

---

A.2	Parámetros térmicos . . . . .	163
A.2.1	Resistencia térmica . . . . .	163
A.2.2	Capacidad térmica . . . . .	164
A.2.3	Impedancia térmica . . . . .	165
<b>B</b>	<b>Modelo térmico equivalente</b>	<b>167</b>
B.1	Modelo térmico equivalente . . . . .	167
B.1.1	Equivalencia entre magnitudes térmicas y eléctricas . . . . .	168
B.1.2	Modelo térmico de una capa uniforme . . . . .	170
B.1.3	Modelo térmico de un módulo compuesto por varias capas . . . . .	182
B.2	Modelo térmico equivalente en estado estacionario . . . . .	184
	<b>Bibliografía</b>	<b>187</b>

# Lista de figuras

1.1	Mercado del vehículo eléctrico 2016 [1]. . . . .	3
1.2	Objetivos en sistemas de propulsión de última generación. . . . .	5
2.1	Arquitectura y configuración de diferentes vehículos: a) Vehículo ICE, b) VE propulsado por batería, c) HEV serie, d) HEV paralelo, e) HEV serie-paralelo, f) HEV complejo, g) HEV enchufable, h) Vehículo de pila de combustible. Figura adaptada de [2]. . . . .	13
2.2	Configuración general del VE. . . . .	15
2.3	Típico módulo inversor de electrónica de potencia empleado en el sistema de propulsión de un VE. . . . .	16
2.4	Topología de un inversor de potencia trifásico para el sistema de propulsión del VE. . . . .	17
2.5	Rangos de operación de dispositivos semiconductores de potencia de Si. . . . .	18
2.6	Característica estática del semiconductor. . . . .	20
2.7	Formas de onda de conmutación de un IGBT. . . . .	21
2.8	Formas de onda de tensión y corriente para un diodo de potencia. . . . .	22
2.9	Perdidas de energía en el módulo de potencia SKIM909GD606HD de Semicrom. . . . .	23
2.10	Efecto de la temperatura en las propiedades térmicas de los principales materiales que componen el módulo IGBT [3]. . . . .	26
2.11	Coefficiente positivo de la tensión de saturación. . . . .	27
2.12	$\Delta I_c$ entre dos IGBTs según las curvas características y la $T_j$ . . . . .	29
2.13	Variación de los transitorios según la temperatura. . . . .	31
2.14	Proceso de apagado de la paralelización de 2 IGBTs con compuertas separadas. . . . .	32
2.15	Pérdidas dinámicas según la variación de la temperatura. . . . .	33

3.1	Interacción entre los parámetros asociados a la eficiencia y fiabilidad de un módulo de potencia. . . . .	36
3.2	Ejemplo de la distribución de las temperaturas para un módulo estandar. . . . .	39
3.3	Modelo de resistencias térmicas simplificado. . . . .	39
3.4	Representación gráfica de un curva de <i>derating</i> proporcionada por los fabricantes. . . . .	41
3.5	Detalle de la superficie de contacto entre encapsulado y disipador. . . . .	41
3.6	Causas principales de fallos en los módulos de potencia [4]. . . . .	42
3.7	Distribuciones de Weibull interpoladas a partir de datos de test [5]. . . . .	44
3.8	Modelo de operación térmico de un módulo de potencia. . . . .	45
3.9	Curvas referentes al power cycling y al thermal cycling. . . . .	46
3.10	Fallos térmicos provocados por los test de fiabilidad PC y TC. . . . .	47
3.11	Variación de temperatura entre $T_j$ y $T_c$ en test de <i>power cycling</i> . . . . .	48
3.12	Número de ciclos de vida en función de oscilación térmica para diferentes temperaturas medias de operación. Figura adaptada de [6]. . . . .	49
3.13	Ensamblado de un módulo de potencia estandar. . . . .	50
3.14	Tecnologías de interconexión <i>wire bonding</i> y <i>ribbon bonding</i> . . . . .	51
3.15	Propiedades de los materiales que componen cada una de las capas de un módulo de potencia. . . . .	53
3.16	Proceso de sinterización. . . . .	55
3.17	Módulo de potencia <i>SKiiP</i> con tecnología <i>SPRING contact</i> [7]. . . . .	56
3.18	Avance de las tecnologías de ensamblado en los módulos de potencia de los VE. . . . .	58
3.19	Avance de las tecnologías de ensamblado en los módulos de potencia de los VE. . . . .	59
4.1	Tendencia del aumento de la densidad de corriente y flujo de calor en los dispositivos semiconductores. Figura adaptada de [4]. . . . .	62
4.2	Corriente de salida del inversor en función de la eficiencia de la refrigeración. Figura adaptada de [8]. . . . .	62
4.3	Métodos de refrigeración de módulos de potencia. . . . .	63
4.4	Disipador de aire con aletas finas de alto rendimiento [9]. . . . .	65
4.5	Esquema básico de un sistema refrigerado mediante disipador de aire. . . . .	66
4.6	Distribución de la resistencia térmica en los módulos de potencia refrigerados por aire. Figura adaptada de [10]. . . . .	66
4.7	Módulo inversor de potencia refrigerado por convección de aire forzada. . . . .	67

4.8	Coeficiente de transferencia de calor para distintos métodos de refrigeración. Figura adaptada de [11]. . . . .	68
4.9	Refrigeración líquida directa e indirecta. . . . .	69
4.10	Un módulo de potencia refrigerado por un <i>cold plate</i> . . . . .	71
4.11	Esquema básico de un sistema refrigerado por agua de un dispositivo electrónico. . . . .	72
4.12	<i>Cold plate</i> con tecnología FTCP [12]. . . . .	72
4.13	Un <i>cold plate</i> con tecnología DDCP [12]. . . . .	73
4.14	<i>Cold plate</i> con tecnología MCCP [12]. . . . .	73
4.15	Tipo de canales integrados en un <i>cold plate</i> con tecnología PFCP [12]. . . . .	74
4.16	Comparación de la resistencia térmica para distintos tipos de TIM. Figura adaptada de [13]. . . . .	75
4.17	Módulo de potencia con un base plate con <i>pin fins</i> . . . . .	75
4.18	Esquema de un módulo de potencia refrigerado por <i>spray cooling</i> . . . . .	76
4.19	Refrigeración por <i>spray cooling</i> y <i>jet impingement cooling</i> . . . . .	78
4.20	Sistema <i>Shower Power</i> desarrollado por <i>Danfoss Silicon Power</i> [14]. . . . .	79
4.21	Método de refrigeración por <i>microchannels</i> . Figuras adaptadas de [15]. . . . .	80
4.22	Estructura básica de la refrigeración de doble cara. Figura adaptada de [16]. . . . .	80
4.23	Diseño de un módulo de potencia desarrollado por Denso [17]. . . . .	81
4.24	Foto de un módulo de 400A, 600V dual IGBT SKiN [18]. . . . .	82
4.25	Módulo con refrigeración a doble cara desarrollado por Toyota. Figura adaptada de [19]. . . . .	82
4.26	Perfil de temperatura en la diagonal de un IGBT para distintos flujos de calor: a) $100\text{ W/cm}^2$ , b) $200\text{ W/cm}^2$ . Figura adaptada de [20]. . . . .	83
4.27	Diagrama de un sistema de refrigeración termoeléctrico. . . . .	84
4.28	Sistema híbrido diseñado para mantener la temperatura del IGBT uniforme. Figura adaptada de [20]. . . . .	84
5.1	Curva de ebullición y mecanismos de transferencia de calor en <i>pool boiling</i> . . . . .	91
5.2	Varios regímenes de ebullición: a) Ebullición nucleada, b) Ebullición de transición, c) Ebullición en película. Figura adaptada de [21] . . . . .	93
5.3	Curva de ebullición y mecanismos de transferencia de calor en <i>flow boiling</i> . Figura adaptada de [21] . . . . .	95
5.4	Esquema básico de funcionamiento de un tubo de calor. Figura adaptada de [22]. . . . .	99

5.5	Sistema de refrigeración real con tecnología de tubos de calor. Figura adaptada de [23]. . . . .	100
5.6	Diseño de un termosifón para la refrigeración de módulos de potencia. Figura adaptada de [24]. . . . .	101
5.7	Esquema del sistema diseñado por NREL compuesto de un evaporador y un condensador. Figura adaptada de [25]. . . . .	102
5.8	Vista del evaporador donde se ubican los <i>cold plates</i> . Figura adaptada de [25]. . . . .	103
6.1	Representación esquemática del prototipo experimental VCTPL. . . . .	109
6.2	Imagen real de la plataforma VCTPL. . . . .	110
6.3	Diagrama presión entalpía para un fluido refrigerante. . . . .	111
6.4	Diagrama de control de sobrecalentamiento. . . . .	113
6.5	Unidad de refrigeración industrial LCS-W2x420PRO. . . . .	115
6.6	Modelo de resistencias térmicas en el evaporador. . . . .	117
6.7	Comparativa de las temperaturas máximas obtenidas en la superficie de las resistencias para distintas potencias empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase. . . . .	119
6.8	Ejemplos de diferentes perfiles o ciclos de conducción: a) Ciclo UDDS, b) Ciclo FTP, c) Ciclo NEDC, d) Ciclo 1015. . . . .	120
6.9	Temperatura máxima obtenida en la superficie de la resistencia cuando se aplica un ciclo de conducción a la carga. . . . .	122
6.10	Resistencias cerámicas Ultramic con termopar tipo $K$ embebido en su interior. . . . .	123
6.11	Foto real de la ubicación de las cerámicas sobre el <i>cold plate</i> . . . . .	124
6.12	Mapa térmico obtenido con la cámara termográfica en dos escenarios diferentes para distintas potencias disipadas: sistema refrigerado por fase simple (termogramas izquierda) y sistema refrigerado con el prototipo experimental por cambio de fase (termogramas derecha). . . . .	126
6.13	Comparativa de las temperaturas máximas obtenidas en las cerámicas para distintas potencias empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase. . . . .	127
6.14	Comparativa de las temperaturas medias obtenidas en las cerámicas para distintas potencias empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase. . . . .	127
6.15	Comparativa de los gradientes de temperatura máximos obtenidos entre las distintas cerámicas para distintas potencias y empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase. . . . .	128

6.16	Comparativa de las temperaturas máximas estimadas a partir de los resultados experimentales para distintas potencias y empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase.	129
6.17	Sección de un módulo de electrónica de potencia donde se observa la interacción entre las diferentes físicas.	131
6.18	Geometría 3D del <i>cold plate</i> ; a) Las 3 resistencias de potencia y las condiciones de contorno establecidas en el modelo de simulación CFD. b) Vista de los canales internos del <i>cold plate</i> .	133
6.19	Resultados obtenidos para $P_d = 600$ W, caudal = $7.4$ l/min, $T_{inlet} = 27^\circ\text{C}$ , $T_{amb} = 26^\circ\text{C}$ : a) Mapa térmico resultado de la simulación; b) Termografía obtenido empleando la cámara termográfica en el prototipo experimental.	135
6.20	Resultados obtenidos para $P_d = 600$ W y $T_{sat} = -8^\circ\text{C}$ : a) Mapa térmico resultado de la simulación; b) Termografía obtenido empleando la cámara termográfica en el prototipo experimental.	136
6.21	a) Vista general del módulo de potencia SKIM909GD066; b) Vista del modelo geométrico diseñado en la simulación. El zoom muestra la solución adoptada para modelar el <i>wire bonding</i> en el modelo de simulación.	137
6.22	Esquema general de la disposición de las “capas” y elementos existentes en el modelo tridimensional desarrollado para el módulo de potencia SKIM909GD066HD.	138
6.23	Posición de cada dispositivo en el interior del módulo SKIM909GD066HD, diodos (en azul) y IGBTs (en verde).	140
6.24	Temperaturas de unión máximas obtenidas en los IGBT en ambos escenarios: a) Refrigeración por fase simple para $P_d = 2.1$ kW, $T_{in} = 20^\circ\text{C}$ y diferentes caudales; b) Refrigeración por cambio de fase para $T_{sat} = -8^\circ\text{C}$ y caudal = $0.2$ l/min, para potencias disipadas de 2.1 y 4 kW.	142
6.25	Resultados obtenidos en el modelo de simulación: a) Refrigeración por fase simple con un caudal = $6$ l/min y $T_{in} = 20^\circ\text{C}$ ; b) Refrigeración por cambio de fase para $T_{sat} = -8^\circ\text{C}$ y un caudal = $0.2$ l/min.	143
A.1	Resistencia térmica de un una lámina.	160
A.2	Transferencia de calor mediante convección.	161
A.3	Efecto del <i>Thermal Lateral Spread</i> en un cuerpo.	164
A.4	Capacidad térmica de un cuerpo.	165
A.5	Impedancia térmica de un cuerpo, combinación de resistencia y capacidad térmica.	166

---

B.1	Modelo térmico de una capa uniforme. . . . .	170
B.2	Respuesta de la temperatura de la unión ante un pulso de potencia. . . . .	172
B.3	Respuesta a dos pulsos de potencia de misma amplitud y diferente duración. . . . .	174
B.4	Representación gráfica de la impedancia térmica transitoria de pulso único (módulo de potencia FS800 de Infineon). . . . .	175
B.5	Extrapolación de pulso genérico a pulso rectangular. . . . .	176
B.6	Extrapolación de varias formas de pulso a pulso rectangular. . . . .	176
B.7	Respuesta de la temperatura de la unión ante una secuencia de pulsos de potencia. . . . .	177
B.8	Respuesta de la temperatura de la unión ante una secuencia de pulsos de potencia constantes. . . . .	178
B.9	Representación gráfica de la impedancia térmica transitoria para diferentes anchos de pulso, ciclo de trabajo y duración de pulso. . . . .	181
B.10	Modelo térmico de varias capas uniformes o modelo de Cauer. . . . .	182
B.11	Modelo de Foster . . . . .	183
B.12	Impedancia térmica transitoria de IGBT de módulo FS800 de Infineon. . . . .	185
B.13	Cálculo de la temperatura de unión en estado estacionario. . . . .	186

# Lista de tablas

1.1	Mercado actual de Vehículos Eléctricos, configuración y rango de potencias. . . . .	4
1.2	Estado actual y los objetivos a cumplir en el futuro próximo en términos de eficiencia, coste y densidad de potencia en el VE [2]. . .	5
2.1	Tendencia de la tecnología de semiconductores empleados en el módulo convertidor de potencia del VE. . . . .	18
2.2	Valores de conductividad térmica, capacidad calorífica y densidad a $25^{\circ}C$ de los principales materiales empleados en el módulo IGBT	24
2.3	Propiedades térmicas de los materiales a distintas temperaturas . .	25
3.1	Valores de temperatura máxima ( $T_{vj(max)}$ ) de diferentes semiconductores. . . . .	37
3.2	Rangos de $T_{vj(op)}$ de los dispositivos definidos por Altera en función del mercado. . . . .	38
3.3	Valores de conductividad térmica y resistividad eléctrica del Cu y del Al. . . . .	51
3.4	Comparativa de las diferentes tecnologías de interconexión. . . . .	52
3.5	Espesor de los materiales que componen la pila térmica. . . . .	53
3.6	Parámetros del material de plata utilizado en la sinterización frente al material de aportación usado en el proceso de soldadura. . . . .	54
6.1	Valores establecidos para el control PID . . . . .	114
6.2	Resultados experimentales obtenidos para el sistema de refrigeración por fase simple y por cambio de fase. . . . .	118
6.3	Especificaciones principales del módulo SKIM909GD066HD. . . . .	138
6.4	Propiedades de los materiales del ensamblado del módulo de potencia. . . . .	138

---

6.5	Temperaturas de unión en los dispositivos IGBTs y diodos en el modelo de simulación por cambio de fase para $T_{sat} = -8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , caudal $= 0.2\text{ l/min}$ , y $P_d = 2106\text{ W}$ (52 W/IGBT, 13 W/diode). . . . .	141
6.6	Temperaturas de unión en los dispositivos IGBTs y diodos en el modelo de simulación refrigerado por fase simple para $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , $P_d = 2106\text{ W}$ (52 W/IGBT, 13 W/diode), y diferentes caudales. . . . .	141
7.1	Publicaciones derivadas de la presente tesis con los capítulos correspondientes. . . . .	152
A.1	Propiedades térmicas de materiales usados en dispositivos semiconductores. . . . .	160
B.1	Equivalencia entre magnitudes térmicas y eléctricas. . . . .	169

# Lista de acrónimos

<b>VE</b>	Vehículo eléctrico
<b>A/C</b>	Aire acondicionado
<b>DBC</b>	<i>Direct Cooper Bonding</i>
<b>FEM</b>	Método de Elementos Finitos
<b>HEV</b>	Vehículo Eléctrico Híbrido
<b>FIT</b>	<i>Failure in Time</i>
<b>PC</b>	Ciclo de potencia
<b>TC</b>	Ciclo térmico
<b>SOA</b>	<i>Safe Operating Range</i>
<b>FTCP</b>	<i>Formed Tubed Cold plates</i>
<b>DDCP</b>	<i>Deep Drilled Cold plates</i>
<b>MCCP</b>	<i>Machined Channel Cold Plates</i>
<b>PFCP</b>	<i>Pocketed Folded-fin Cold plates</i>
<b>TIM</b>	Material de Interfaz Térmico
<b>VCTPL</b>	<i>Vapour Compression Two-Phase Loop</i>
<b>ICE</b>	<i>Internal Combustion Engine</i>
<b>FCV</b>	<i>Fuel Cell Vehicle</i>
<b>CTE</b>	Coefficiente de Expansión Térmico
<b>SFM</b>	<i>Solderable Front Metal</i>

<b>DLB</b>	<i>Direct Lead Bonded</i>
<b>TCIL</b>	<i>Thermal Conduction Insulation Layer</i>
<b>TE</b>	Termoeléctrica
<b>ONB</b>	<i>Onset of nucleate boiling</i>
<b>CHF</b>	Flujo de Calor Crítico
<b>EES</b>	<i>Engineering Equation Solver</i>
<b>EDP</b>	Ecuaciones diferenciales Parciales
<b>FDW</b>	Feed Forward Diode

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1 Contexto de la tesis

El trabajo de investigación que ha dado como resultado esta tesis doctoral se ha desarrollado en el Grupo de Investigación en Electrónica Aplicada **APERT** (*Applied Electronics Research Team*) del Departamento de Tecnología Electrónica de la Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea (UPV/EHU) dentro de la línea de investigación en **circuitos de control y potencia para convertidores de energía**.

Esta línea de investigación está orientada al diseño y al estudio del comportamiento de los sistemas electrónicos de potencia utilizados en el proceso de generación, transformación y almacenamiento de energía eléctrica. Asimismo, analiza alternativas de convertidores avanzados distintas a las utilizadas tradicionalmente y trabaja en topologías de convertidores novedosas como los convertidores matriciales y en distintos aspectos del aprovechamiento de fuentes de energías renovables como la energía minieólica o el control de microrredes eléctricas. Actualmente la investigación del grupo se centra en las siguientes áreas:

- **Transmisión y distribución en corriente continua:** en esta área se desarrollan sistemas de transmisión y distribución de energía marina y otras aplicaciones mediante cables en corriente continua en distancias inferiores a 50 km en media tensión.
- **Electrónica para el sistema de propulsión del vehículo eléctrico (VE):** en esta área se desarrollan mejoras en el rendimiento, el control y la

refrigeración de los inversores y convertidores de potencia utilizados en la propulsión del VE.

Por otro lado, el trabajo realizado en esta tesis se ha realizado dentro del marco de los siguientes proyectos:

- **Proyecto KT4eTRANS** *Key technologies for new concepts of urban electric transport*, (programa ELKARTEK). El objetivo de este proyecto es investigar nuevos conceptos de movilidad electrificada en ciudad, concibiendo vehículos de transporte urbanos basados en necesidades futuras de movilidad y servicios para entorno *Smart city*, haciendo especial hincapié en tecnologías de recarga ultra rápida y elementos de infraestructura e integración con la red eléctrica, tecnologías de almacenamiento avanzadas de nueva generación para entorno urbano, electrónica embarcada en *powertrain* y tracción avanzada, así como mantenimiento predictivo. El objetivo particular del Grupo APERT es el de maximizar la densidad de energía del sistema de propulsión, a través del desarrollo de **soluciones de refrigeración óptimas** e innovadoras para la etapa de potencia.
- **Proyecto ELECTRICAR-P**: sistema de propulsión para coche eléctrico híbrido basado en pila de combustible, batería y supercondensadores. Este proyecto coordinado, que integra las capacidades de dos equipos de investigación procedentes de la Universidad Carlos III de Madrid y la Universidad del País Vasco, pretende abordar con una orientación integral el sistema de propulsión, almacenamiento y gestión de la energía (*powertrain*) de los coches eléctricos híbridos (HEV) basado en pilas de combustible, batería y supercondensadores. En este proyecto se aborda la investigación necesaria para la optimización de cada uno de los bloques que componen el sistema, desarrollando un demostrador conjunto que permitirá crear una plataforma de investigación flexible, y que facilitará el estudio del sistema completo ante distintas especificaciones del vehículo. En el subproyecto del grupo APERT se aborda el sistema de propulsión del vehículo, compuesto principalmente por el driver (inversor) y el motor, **incluyendo el sistema de refrigeración**.

## 1.2 Introducción al tema de la tesis

En esta década, la protección ambiental se ha convertido en una de las principales preocupaciones de los agentes sociales y políticos, así como de la comunidad científica. Las emisiones de gas de efecto invernadero, la escasez de combustibles fósiles y su volatilidad del precio o la alta contaminación en las ciudades

están acelerando el desarrollo de sistemas de energía más eficientes, sostenibles y renovables [26].

El transporte es uno de los sectores que más contribuye a las emisiones de gas de efecto invernadero, produciendo aproximadamente el 28 % del total [26], de los cuales, el 75 % de las emisiones se deben al transporte por carretera [27, 28]. Asimismo, se espera que en los próximos 50 años la cantidad de vehículos aumente de los 750 millones actuales a aproximadamente 2.500 millones [26].

El VE es la opción mejor posicionada para sustituir masivamente a los automóviles tradicionales con motores de combustión en el mercado a medio y largo plazo. La tabla 1.1 muestra el listado de los VE que se pueden encontrar actualmente en el mercado. En el 2017, el mercado de VE batió un nuevo récord, consiguiendo vender 1 millón de unidades en todo el mundo [1]. Como se muestra en la figura 1.1, China es el país con la mayor cantidad de VEs, con Estados Unidos en el segundo lugar.

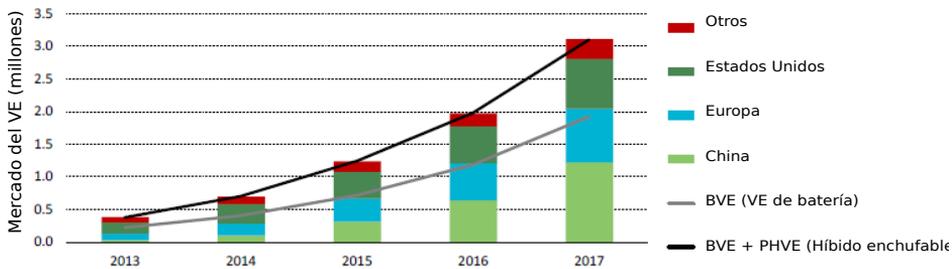


Figura 1.1. Mercado del vehículo eléctrico 2016 [1].

No obstante, el stock de VE mundial actual corresponde solo al 0,2 % del número total de vehículos de pasajeros en circulación. Por ello, es necesario promover un cambio en la sociedad y hacer que el VE sea un transporte alternativo atractivo. Es evidente, que el despliegue de un nuevo modelo de movilidad basado en el VE que vaya sustituyendo al tradicional, basado en combustibles fósiles, permitirá una mayor eficiencia energética y menores emisiones de dióxido de carbono ( $CO_2$ ) [27, 29].

Desde el punto de vista del usuario final, los principales aspectos técnicos que se consideran para decidir si comprar o no un VE son la potencia del vehículo, la seguridad, la eficiencia, la velocidad máxima, la respuesta dinámica, la fiabilidad, la autonomía, los costes, etc. Todos estos elementos están relacionados de alguna manera con el sistema de propulsión del VE.

Desde el punto de vista técnico, se han llevado a cabo numerosos avances tec-

**Tabla 1.1: Mercado actual de Vehículos Eléctricos, configuración y rango de potencias.**

Modelo	Año	Tipo de Vehículo	Configuración	Potencia (kW) Total/Eléctrica
Audi	2009	Q5 Híbrido	Híbrido	182 / 40
BMW	2014	i8	Híbrido	265 / 96
BYD	2008	F3DM	Híbrido enchufable.	125 / 75
Honda	2009	Insight	Híbrido	83 / 10
Honda	2001	Civic	Híbrido	69 / 10
Audi	2009	Q5 FCEV	Fuel cell	80
Ford	2000	Ford P2000	Fuel cell	67
Honda	2008	FCX Clarity	Fuel cell	100
Hyundai	2013	ix35 FCEV	Fuel cell	100
Mercedes	2010	Clase B F-Cell	Fuel cell	100
Toyota	2015	Mirai	Fuel cell	113
BMW	2013	i3 BEV	Eléctrico	125
BYD	2014	E6	Eléctrico	90
Citroën	2011	C-Zero	Eléctrico	47
Citroën	2016	E-Méhari	Eléctrico	50
Ford	2011	Focus Electric	Eléctrico	107
Kia	2014	Soul EV	Eléctrico	81.4
Land Rover	2013	Defender	Eléctrico	70
Mercedes	2014	SLS AMG ED	Eléctrico	550
Mercedes	2014	Clase B ED	Eléctrico	132
Mitsubishi	2009	i-MIEV	Eléctrico	47
Nissan	2010	Leaf	Eléctrico	80
Peugeot	2010	iOn	Eléctrico	49
Peugeot	2014	Partner Electric	Eléctrico	49
Porsche	2020	Mission E	Eléctrico	440
Renault	2001	Kangoo I	Eléctrico	de 22 hasta 29
Renault	2011	Kangoo ZE	Eléctrico	44
Renault	2011	Fluence ZE	Eléctrico	70
Renault	2012	Twizy	Eléctrico	8
Renault	2012	Zoe	Eléctrico	65
Smart	2011	Fortwo ED	Eléctrico	55
Tazzari	2009	EM1	Eléctrico	20
Tazzari	2009	Zero Classic	Eléctrico	20
Tesla	2011	Roadster	Eléctrico	185
Tesla	2012	Model S	Eléctrico	de 235 hasta 568
Tesla	2015	Model X	Eléctrico	de 193 hasta 375
Think	2008	Think City	Eléctrico	34
Toyota	2012	RAV4 EV	Eléctrico	115
Volkswagen	2014	e-Golf	Eléctrico	85
Volkswagen	2013	e-UP	Eléctrico	60

nológicos en el sistema de propulsión. En este sentido, de 1995 a 2005, gran parte de los objetivos de la investigación en sistemas de accionamiento eléctrico se centró en el desarrollo de componentes de automoción (motores eléctricos integrados y módulos de potencia con temperaturas máximas de unión de  $125\text{ }^{\circ}\text{C}$  y frecuencias de conmutación entre 2 kHz y 10 kHz) [30]. De 2005 a 2015 se realizaron grandes esfuerzos para alcanzar temperaturas de unión más altas ( $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), mayores frecuencias de conmutación (hasta 12 kHz) y mayor integración entre la electrónica de potencia y el motor [30].

Actualmente, numerosos programas nacionales e internacionales, han definido un conjunto de objetivos tanto cuantitativos como cualitativos, que deben cumplir los sistemas de propulsión de los VEs de la próxima generación en términos de efi-

ciencia, fiabilidad, pérdidas de potencia, densidad de potencia y costes económicos (ver figura 1.2). La tabla 1.2 muestra el estado actual y los objetivos a cumplir en el futuro próximo en términos de eficiencia, coste y densidad de potencia [2].

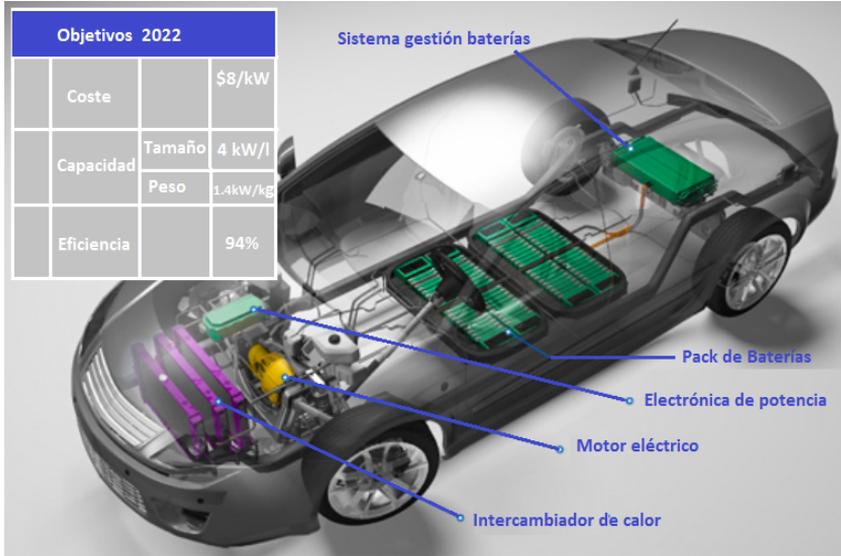


Figura 1.2. Objetivos en sistemas de propulsión de última generación.

Tabla 1.2: Estado actual y los objetivos a cumplir en el futuro próximo en términos de eficiencia, coste y densidad de potencia en el VE [2].

Característica	Motor eléctrico			Electrónica de potencia		
	2010	2015	2020	2010	2015	2020
Potencia específica (kW/kg)	1.2	1.3	1.6	10.8	12	14.1
Densidad de potencia (kW/l)	3.7	5.0	5.7	8.7	12	13.4
Eficiencia (%)	90	92	93	91	94	97
Coste (\$/kW)	11.1	7	4.7	7.9	5	3.3

Entre estos programas se encuentran, el programa desarrollado por el Departamento de Energía de los EE.UU. (*Department of Energy, DOE*) *EV Everywhere* [31], el desarrollado por el Consejo de Investigación Automotriz de los Estados Unidos (US-CAR) [32], el Programa Marco promovido por la Unión Europea Horizonte 2020 [33] y el desarrollado por la Comisión Económica y Social de las Naciones Unidas para Asia (CESPAP) [34]. Todos ellos presentan las tendencias mundiales en la tecnología del VE. Para cumplir con los objetivos técnicos establecidos, el sistema eléctrico de propulsión (que consisten en el motor eléctrico,

inversor de electrónica de potencia y su sistema de refrigeración) de los futuros vehículos debe experimentar una serie de mejoras para superar los desafíos tecnológicos. Tanto la comunidad científica como la industria del automóvil están trabajando estrechamente para desarrollar nuevas tecnologías que superen las barreras técnicas más desafiantes para la comercialización del VE.

Las mejoras esperadas más significativas son [31–34]:

- Aumento de la capacidad de producción de par de la máquina eléctrica en un 30 % y su velocidad en un 50 %.
- Incremento de la densidad de potencia del 50 % en los convertidores de potencia y, al mismo tiempo, la reducción de las pérdidas en un 50 %.
- Reducción de costes de la electrónica de potencia en un 75 %.
- Disminución de peso y volumen del sistema de propulsión en un 35 %.
- Optimización global de la eficiencia del 20 %.
- Creación de nuevas estrategias de gestión térmica y tecnologías de refrigeración avanzadas en la electrónica de potencia y en el sistema de climatización de la cabina. Aumentar un 10 % el rango de potencia del VE durante el funcionamiento del sistema de climatización.

En esta tesis, se pretende aportar soluciones a la última mejora necesaria señalada, desarrollando para ello nuevas estrategias de gestión térmica y tecnologías de refrigeración avanzadas que permitan a la electrónica de potencia estar más cerca de cumplir los objetivos fijados.

Hoy en día, en la electrónica de potencia asociada a los VEs se utilizan inversores de potencia dotados de semiconductores con corrientes que pueden llegar a alcanzar los 800 A. La manipulación de corrientes elevadas deriva en un aumento de pérdidas de potencia, que se transforman en calor y reducen la eficiencia del semiconductor.

Es fundamental, por tanto, reducir las pérdidas de potencia así como emplear un método de refrigeración eficiente que permita disipar el máximo calor posible al exterior. Los métodos más convencionales como la refrigeración natural o la refrigeración por convección forzada de aire requieren disipadores de calor voluminosos y pesados para su empleo en el VE. Por ello, la investigación en este campo de aplicación hoy en día estudia también métodos más avanzados basados en mejoras de la refrigeración líquida y en la refrigeración por ebullición o cambio de fase.

Los sistemas basados en la refrigeración líquida por cambio de fase ofrecen ven-

tajas importantes respecto a los sistemas de refrigeración líquida por fase simple. Debido al alto calor latente absorbido durante la vaporización del fluido, el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , asociado a los sistemas de dos fases es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección (forzada o natural) que se relacionan con una sola fase [35]. Un coeficiente de transferencia de calor mayor se traduce directamente en una mayor capacidad de enfriamiento para el sistema [35].

No obstante, la física asociada a la refrigeración por cambio de fase es mucho más difícil de comprender, y existe muy poca información sobre cómo aplicarla de manera eficaz y eficiente en la gestión térmica práctica de un módulo de electrónica de potencia.

En consecuencia, en esta tesis, inicialmente, se realiza una revisión exhaustiva del estado del arte, las tecnologías actuales y las tendencias futuras de las técnicas de refrigeración que harán posible la próxima generación de VEs y se analizan los aspectos de diseño del encapsulado del módulo, para mejorar, así, la conductividad térmica, disminuir la resistencia térmica y aumentar la corriente máxima admisible.

Posteriormente, se desarrolla una plataforma experimental para un sistema de refrigeración líquida basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de aire acondicionado (A/C) de un VE (condensador, compresor, válvula de expansión), y se amplía el conocimiento de la aplicación eficaz y eficiente de la refrigeración por cambio de fase en la gestión térmica práctica de los módulos de potencia asociados al VE.

Finalmente, se propone un modelo de simulación FEM (*Finite Element Method*) para un módulo inversor de electrónica de potencia, que permite analizar el comportamiento térmico en función de las propiedades y parámetros térmicos de los distintos materiales que componen el módulo.

## 1.3 Objetivos y metodología

La presente tesis pretende mejorar los sistemas de refrigeración en electrónica de potencia de manera que se reduzca la temperatura de operación, la oscilación térmica y el desequilibrio térmico entre semiconductores. Para ello los objetivos marcados han sido:

1. Diseñar y desarrollar una plataforma experimental para un sistema de refrigeración líquida basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a

partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de A/C de un VE (condensador, compresor y válvula de expansión).

2. Comparar y evaluar la capacidad del sistema de refrigeración ante un ciclo de conducción real en dos escenarios diferentes. En el primer escenario, empleando agua/glycol como refrigerante y en el segundo el refrigerante R-134a mediante cambio de fase.
3. Comparar y analizar la uniformidad y distribución de temperatura en los distintos dispositivos IGBT del módulo inversor empleando diferentes tecnologías de refrigeración.
4. Desarrollar un modelo de simulación FEM para el módulo inversor de electrónica de potencia SKIM909GD066HD de SEMIKRON, que permita al diseñador analizar el comportamiento térmico de manera rápida y evaluar la fiabilidad del módulo de potencia para diferentes métodos de refrigeración.

Para conseguir los objetivos expuestos anteriormente ha sido necesario llevar a cabo un estudio de los siguientes aspectos:

1. Los conceptos fundamentales referentes a la transferencia de calor, modelo térmico equivalente y características térmicas de los semiconductores a fin de establecer un conocimiento sólido que sirva como base para el diseño del sistema de refrigeración.
2. El estado actual de los métodos de refrigeración aplicados a los módulos inversores de potencia asociados a los VEs para poder identificar posibles puntos débiles a ser investigados.
3. El estado actual y la tendencia futura de la tecnología de ensamblado de los módulos de potencia en el VE. El rendimiento térmico de un módulo de potencia no depende sólo de la gestión térmica y de la eficiencia eléctrica del módulo. El rendimiento depende también en gran medida del diseño del ensamblado, de su fiabilidad, de los materiales empleados en su fabricación, de la tecnología del semiconductor y de los costes asociados a su fabricación.

## 1.4 Estructura del documento

La presente tesis está formada por un total de 7 capítulos y 2 anexos. Además de este capítulo introductorio, el contenido del documento está dividido de la siguiente forma:

- Capítulo 2 **Influencia de la temperatura en convertidores de potencia para VE:** en este capítulo de la tesis, se realiza un análisis del papel que juega la electrónica de potencia en el sistema de propulsión del VE y se estudian las pérdidas de potencia que se producen debido a un ineficiente diseño y funcionamiento del sistema de propulsión. Por otro lado, se analizan los efectos e importancia que tiene la temperatura sobre el comportamiento estático y dinámico de los dispositivos semiconductores, llegando a la conclusión de que para una operación fiable de los semiconductores en los convertidores de potencia es crucial un diseño térmico adecuado y una tecnología de refrigeración eficiente.
- Capítulo 3 **Ensamblado de módulos de potencia para VE:** en este capítulo de la tesis, se analizan los desarrollos que se están llevando a cabo en la comunidad científica en nuevas tecnologías de ensamblado. Para ello, inicialmente se describen las características térmicas de los módulos semiconductores. A continuación, se introduce el análisis de la predicción de la fiabilidad y, por último, se presenta el estado de las tecnologías empleadas en el ensamblado de módulos de potencia para VEs. Si bien la estructura de fabricación del módulo de potencia determina en gran medida las necesidades del sistema de refrigeración, la combinación de una técnica de unión eficaz, una buena tecnología de interconexión, así como un buen diseño térmico, termo-mecánico y eléctrico, asociado a la exitosa combinación de diferentes materiales, son factores cruciales para integrar con éxito el inversor de potencia en el sistema de propulsión del VE.
- Capítulo 4 **Métodos de refrigeración asociados a los módulos de potencia del VE:** en este capítulo se presentan, clasifican y comparan las diferentes tecnologías de refrigeración aplicadas a los módulos inversores de potencia. Los sistemas de refrigeración son los equipos responsables de evacuar el calor producido en el sistema de tracción del VE. Una mejora en el sistema de refrigeración supondrá una mejora en las prestaciones y tiempo de vida del convertidor de potencia.
- Capítulo 5 **La refrigeración por cambio de fase:** en este capítulo se introducen los fundamentos teóricos de la transferencia de calor por cambio de fase. Asimismo, se describe el estado actual de los métodos de refrigeración basados en esta tecnología y se analizan las ventajas y desventajas de las tecnologías de refrigeración por cambio de fase en el VE.
- Capítulo 6 **Aportaciones en la mejora del sistema de refrigeración de un módulo de potencia asociado al VE:** este capítulo se centra en analizar y mostrar el resultado de la comparación entre un prototipo experimental basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a partir de elementos

convencionales ya existentes en el sistema de A/C de un VE (condensador, compresor, válvula de expansión), con un sistema de refrigeración convencional basado en refrigeración líquida por fase simple. Para ello, es necesario determinar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor del *cold plate* NHC-152, debido a que no es un parámetro proporcionado por el fabricante. Una vez obtenido este valor es posible diseñar un modelo de simulación FEM (*Finite Element Method*) simplificado que permita analizar de manera rápida las ventajas que esta tecnología de refrigeración puede aportar desde el punto de vista de la eficiencia de conversión y del sistema.

Capítulo 7 **Conclusiones de la tesis y trabajo futuro:** este capítulo presenta las conclusiones extraídas de la tesis, así como las principales aportaciones de la misma. A su vez, se describen las publicaciones derivadas del presente trabajo y se enumeran varias líneas de investigación propuestas por el autor para dar continuidad al trabajo abordado.

Anexo A **Fundamentos básicos de transferencia de calor.** En este anexo se describen algunos conceptos fundamentales referentes a la transferencia de calor con el objetivo de diseñar un sistema de evacuación de calor eficiente que permita mantener la temperatura de los semiconductores por debajo de un nivel seguro.

Anexo B **Modelo térmico equivalente.** En este anexo se describe el modelo térmico equivalente, tanto en estado estacionario como transitorio, que sirve para estimar la temperatura de unión virtual de los dispositivos semiconductores y de ese modo asegurar un diseño fiable para el módulo de potencia.

## Capítulo 2

# Influencia de la temperatura en convertidores de potencia para VE

### 2.1 Introducción

A finales del siglo XIX, los primeros vehículos motorizados que se fabricaron disponían de motores eléctricos. Un hito importante lo marco Robert Anderson, quien entre 1832 y 1839 inventó el primer automóvil eléctrico. Dadas sus limitaciones tecnológicas, su poca autonomía y sus tiempos de carga demasiado largos el coche eléctrico perdió interés frente a los coches de motor de combustión interna. Fue Karl Benz quien en 1886 desarrolla el primer vehículo que funciona con gasolina. El mayor éxito comercial del coche de combustión interna vino a principios del siglo XX, cuando el petróleo empezó a ser un producto más asequible. Este tipo de motor era más efectivo y ha sido el paradigma del automóvil hasta la actualidad.

Se puede definir el VE como cualquier vehículo impulsado exclusiva o principalmente por un motor eléctrico, el cual es alimentado desde un acumulador de energía, bien sean baterías, volantes de inercia, supercapacitores o células de combustible utilizando para la recarga la energía de una fuente exterior al vehículo, por ejemplo, la red eléctrica.

Hay que remontarse a 1990, cuando General Motors presenta el precursor del

coche eléctrico: el *General Motors Experimental Vehicle* [36],[37]. En 1997, Toyota Motor Corporation lanza al mercado el *Toyota Motor Corporation Prius*, y Honda Motor Company comercializa el *Insight*. Para el 2011, la mayoría de fabricantes de coches ya disponen un modelo de coche eléctrico: Honda, GM, BMW, Mitsubishi, Toyota, Lincoln, Lexus, GMC, Hyundai, Kia, Cadillac, Porsche, Volkswagen, Ford, etc.

Hoy en día estamos viviendo un nuevo paradigma de la movilidad y un resurgir del coche eléctrico sin precedentes con modelos exitosos como el *Nissan Leaf*, *Tesla Model S*, *BMW i3*, *Mitsubishi i MiEV*, *Ford Focus Electric*, *Chevrolet Volt*, *Renault Zoe*, *Volkswagen e-Golf*, etc. Su desarrollo se ha visto motivado por el deseo de reducir el consumo de combustibles fósiles, por el calentamiento global, por las nuevas tecnologías y por el cambio en ciertas actitudes y posturas de la población. Es la primera vez que tanto los fabricantes como los gobiernos de la gran mayoría de países están haciendo un gran esfuerzo para realizar una transición hacia la electrificación de la movilidad. El despliegue de un nuevo modelo de movilidad basado en el VE que vaya sustituyendo al tradicional, basado en combustibles fósiles, permite una mayor eficiencia energética y menores emisiones de dióxido de carbono ( $CO_2$ ) [29, 38]. El aprovechamiento energético de los motores eléctricos es considerablemente más eficiente y menos contaminante que el de los motores de combustión interna [2, 39, 40].

Por otro lado, las fuentes de energía renovables, como la eólica y solar fotovoltaica, son fuentes de generación variable (dependen del viento y el sol) que no siempre pueden paliar las fluctuaciones de la demanda. Debido a la actual imposibilidad de almacenar energía eléctrica en grandes cantidades, el hecho de disponer de un gran almacenamiento distribuido (con las baterías de los VEs conectadas a la red) también podría dotar a la red eléctrica de mayor flexibilidad para posibilitar el aumento de generación mediante fuentes renovables [41].

En general, se pueden distinguir tres arquitecturas diferentes de VEs que compiten junto al vehículo de motor de combustión interna (*Internal Combustion Engine*, ICE): vehículo eléctrico propulsado por batería, vehículo de pila de combustible (*Fuel Cell Vehicles*, FCV) y vehículo eléctrico híbrido (*Hybrid Electric Vehicle*, HEV) [2, 42–44].

La figura 2.1 muestra dichas arquitecturas y otras derivaciones de la arquitectura híbrida como son:

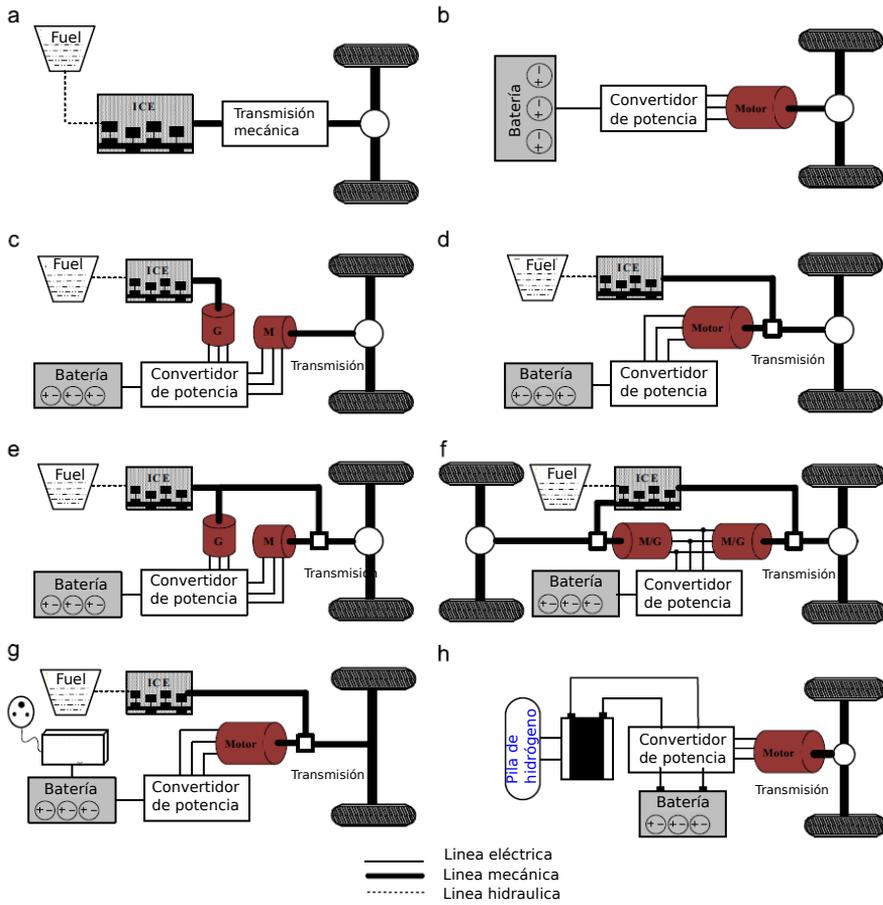


Figura 2.1: Arquitectura y configuración de diferentes vehículos: a) Vehículo ICE, b) VE propulsado por batería, c) HEV serie, d) HEV paralelo, e) HEV serie-paralelo, f) HEV complejo, g) HEV enchufable, h) Vehículo de pila de combustible. Figura adaptada de [2].

- HEV serie: el depósito de combustión interna y el generador constituyen la energía primaria suministrada. Las baterías realizan la función de suministrar energía de apoyo. Sin embargo, la fuerza motriz del vehículo proviene del motor eléctrico.
- HEV paralelo: el ICE es el equipo de potencia primaria, y las baterías y el motor eléctrico constituyen la energía suplementaria.
- HEV serie-paralelo: esta configuración es la combinación de las arquitecturas serie y paralelo. el factor distintivo de esta configuración es el empleo de dos acopladores de potencia: mecánico y eléctrico.
- HEV complejo: tiene una estructura similar al HEV serie-paralelo. La diferencia consiste en que la función del acoplador eléctrico se mueve desde el convertidor de potencia a las baterías, y se añade un convertidor más entre el motor o generador y las baterías.
- HEV enchufable: la batería se puede recargar enchufando el vehículo a una fuente externa de energía eléctrica. Por lo demás, comparte las características de un HEV.

Los diferentes tipos de VEs tienen sus propias capacidades y limitaciones de velocidad, rendimiento, eficiencia de combustible, durabilidad, tamaño, peso, costo, seguridad y comodidad. La tecnología del HEV, con un amplio rango de operación eléctrica, ahorro de combustible, mayor eficiencia, gran potencia a bordo y mejor respuesta dinámica, es la única que actualmente tiene potencial para competir con el ICE [45, 46]. En consecuencia, está adquiriendo un espacio de mercado significativo y una tasa de crecimiento rápida. Los HEV enchufables también se encuentran en la etapa de comercialización. Sin embargo, para ser comercialmente viables, requieren todavía de políticas energéticas y de una red eléctrica e infraestructura de recarga eficientes [44, 46–48]. Por último, los vehículos de pila de combustible, propulsados por hidrógeno, son considerados el futuro de la tecnología de electrificación vehicular por parte de comunidad científica [2, 49].

Por otro lado, tal y como se muestra en la figura 2.2, el sistema de propulsión de un VE se compone, principalmente, de tres subsistemas: el sistema eléctrico de propulsión, el abastecimiento energético y los sistemas auxiliares. El primero de ellos está compuesto por el controlador del vehículo, el inversor electrónico de potencia, el motor eléctrico, la transmisión mecánica y las ruedas de conducción. El abastecimiento energético se compone de la fuente de energía (tradicionalmente baterías), la unidad de gestión de la energía y la unidad de abastecimiento de energía. Finalmente, el subsistema auxiliar lo componen la unidad de manejo de la energía, la unidad de control de climatización y la unidad de alimentación auxiliar.

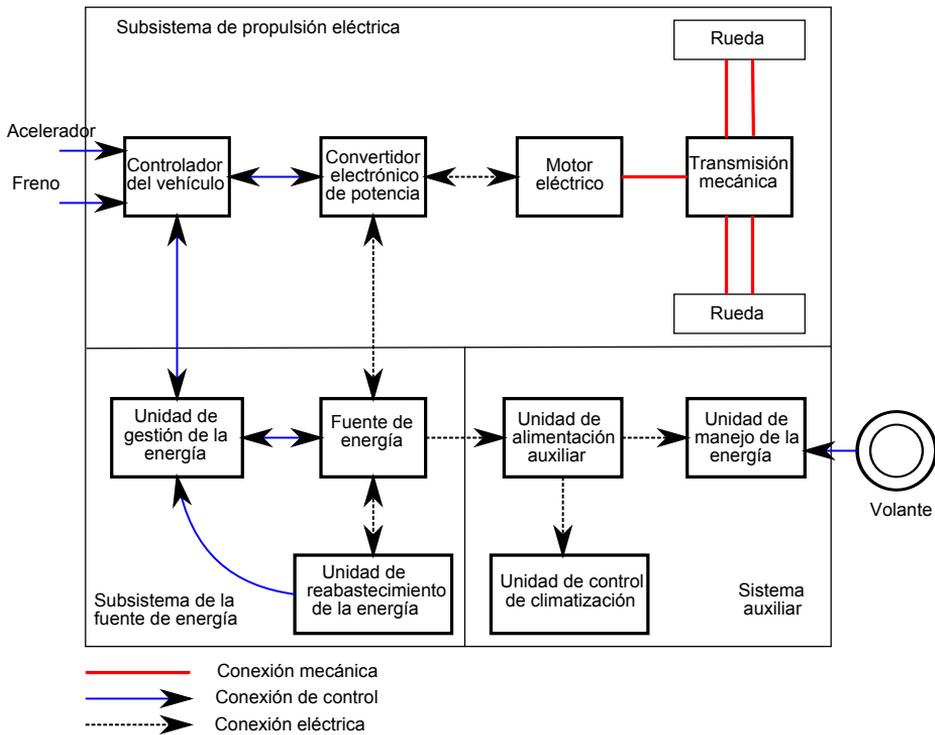


Figura 2.2. Configuración general del VE.

Esta tesis aborda el estudio de las técnicas de refrigeración de los inversores de electrónica de potencia asociados al subsistema de propulsión y se centra en el diseño de un sistema de refrigeración eficiente que permita reducir la temperatura y la variación térmica que alcanzan los semiconductores en el módulo electrónico de potencia y así aumente su fiabilidad, su rendimiento y su tiempo de vida.

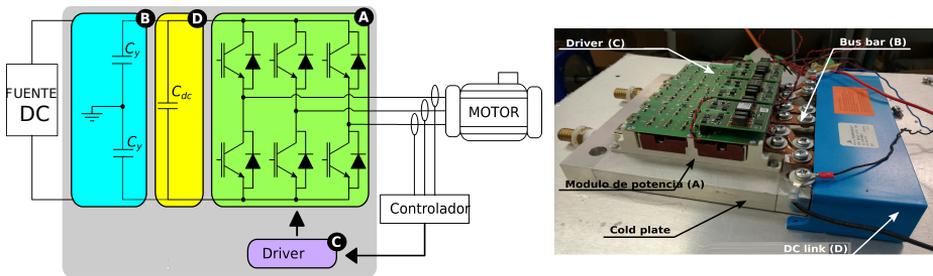
Por ello en este apartado se tratará de:

- Estudiar el papel que juega la electrónica de potencia en el sistema de propulsión del VE.
- Estudiar las pérdidas de potencia que se producen en el sistema de propulsión.
- Analizar la influencia de la temperatura en el comportamiento en los dispositivos semiconductores de un módulo de potencia.

## 2.2 La electrónica de potencia en el VE

La electrónica de potencia tiene un papel vital en la operación y el desarrollo del VE ya que determina la naturaleza exacta y la frecuencia de las formas de onda de corriente y voltaje para el motor. Asimismo, proporciona la interfaz entre el sistema de almacenamiento de energía (la energía de la fuente en CC), y el motor eléctrico. La energía de la fuente en CC (almacenada en una batería), se convierte en corriente trifásica alterna de tensión y frecuencia fija o variable. Finalmente, el motor convierte esta energía eléctrica en energía mecánica.

La figura 2.3 muestra un módulo inversor de electrónica de potencia típico empleado en el sistema de propulsión del VE.



**Figura 2.3:** Típico módulo inversor de electrónica de potencia empleado en el sistema de propulsión de un VE.

Tal y como se observa en la figura 2.4, el convertidor de potencia es el encargado de procesar la energía a su entrada para obtener, así, una energía acondicionada a su salida [50]. El principal objetivo del convertidor es el procesamiento de la energía eléctrica con la máxima eficiencia posible, lo que se consigue gracias al uso de semiconductores, bobinas y condensadores y evitando, a su vez, el uso de elementos resistivos [51].

El principal componente de un módulo convertidor de potencia es el dispositivo semiconductor. En la actualidad, los dispositivos semiconductores más empleados en el módulo de potencia de un VE son el Mosfet y el IGBT [52–54]. Los factores más importantes a tener en cuenta en la elección del dispositivo semiconductor son la tensión, la corriente y la frecuencia de conmutación en los que es capaz de operar (ver figura 2.5). Debido a que los módulos de potencia de los VE requieren altos rangos de corrientes y tensiones, la tendencia en los VE es emplear el IGBT como así lo hace la gran mayoría de fabricantes en sus vehículos comerciales (ver tabla 2.1).

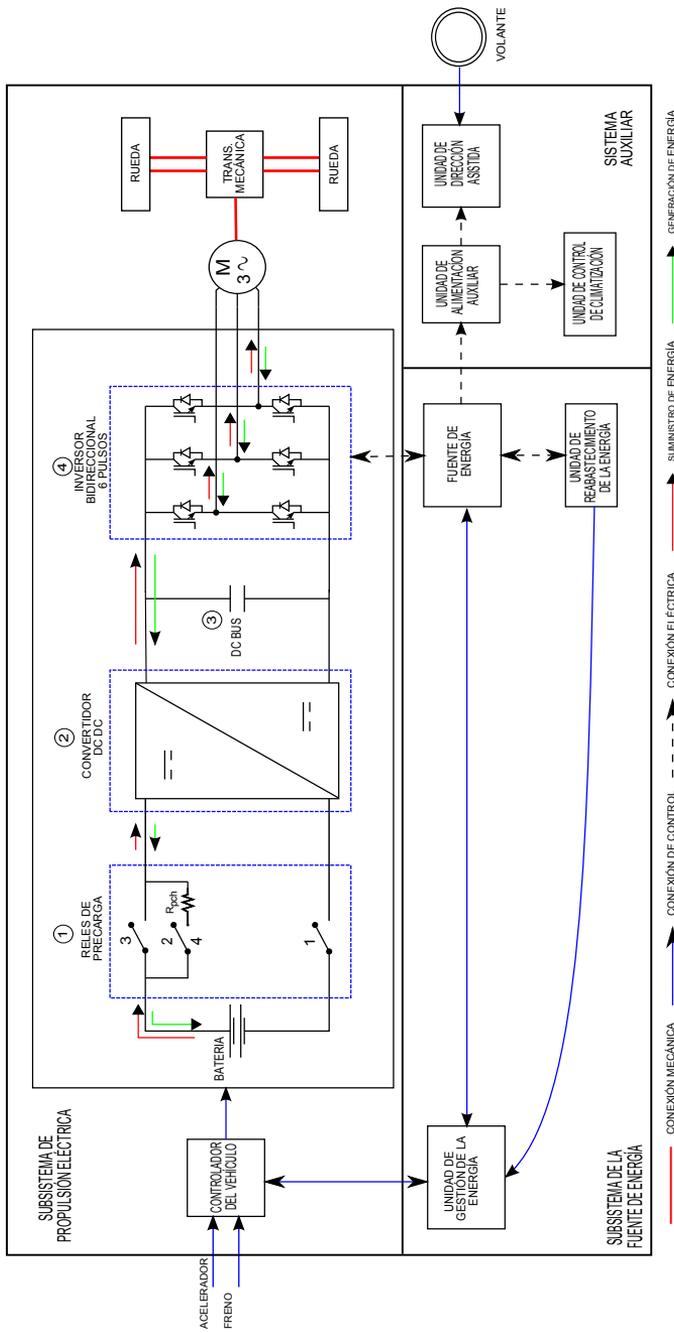


Figura 2.4. Topología de un inversor trifásico para el sistema de propulsión del VE.

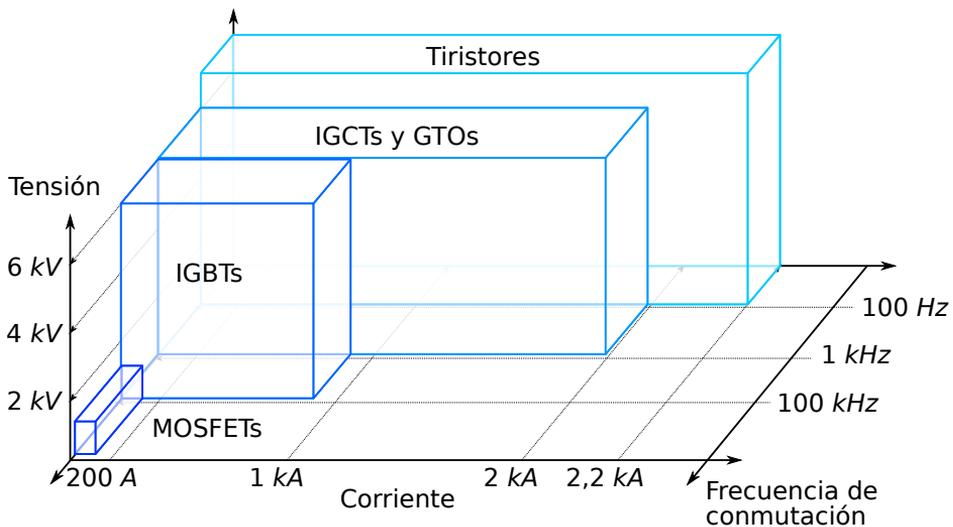


Figura 2.5: Rangos de operación de dispositivos semiconductores de potencia de Si.

Tabla 2.1: Tendencia de la tecnología de semiconductores empleados en el módulo convertidor de potencia del VE.

Año	Modelo	Dispositivo semiconductor
1987	<i>GM Sunracer</i>	MOSFET
1991	<i>BMW E1/E2</i>	MOSFET/IGBT
1991	<i>Nissan FEV</i>	IGBT
2009	<i>Mitsubishi i-MiEV</i>	IGBT
2010	<i>Nissan Leaf</i>	IGBT
2012	<i>Tesla Model S</i>	IGBT
2015	<i>Tesla Model X</i>	IGBT
2017	<i>Tesla Model 3</i>	IGBT

Las pérdidas que se producen en el convertidor, son debidas a las caídas de tensión y a las corrientes que circulan por los dispositivos semiconductores. Para implementar un diseño fiable, el diseñador debe asegurar que estas corrientes y estas tensiones no van a superar en ningún caso los límites impuestos por los fabricantes.

Las pérdidas de potencia son debidas a [6]:

- Pérdidas producidas durante la conducción de corriente directa,  $P_{cond}$ .
- Pérdidas producidas durante el estado de bloqueo.
- Pérdidas debidas a la conmutación,  $P_{on}$  y  $P_{off}$ .
- Pérdidas en el circuito de puerta o de disparo.

Generalmente las pérdidas en estado de bloqueo y en el circuito de puerta son despreciables frente a las perdidas en conducción y conmutación. Cuando la frecuencia de operación es alta, las pérdidas por conmutación pueden ser predominantes. Para determinar estas pérdidas se utilizan las características transitorias de conmutación suministradas por los fabricantes. Así, la ecuación (2.1) representa las perdidas de potencia en el IGBT :

$$P_{tot(T)} = P_{cond(T)} + P_{on(T)} + P_{off(T)}. \quad (2.1)$$

Las pérdidas en conducción vienen determinadas por la ecuación (2.2):

$$P_{cond(T)} = R_{on} \cdot i_{rms}^2 + V_{on} \cdot i_{avg}, \quad (2.2)$$

donde  $i_{rms}^2$  es el valor eficaz de la corriente por el semiconductor,  $i_{avg}$  es el valor medio y los parámetros  $R_{on}$  y  $V_{on}$  se obtienen de la característica estática del semiconductor (ver figura 2.6).

Las perdidas de conmutación en el encendido se representan con la ecuación (2.3):

$$P_{on(T)} = E_{on} \cdot f_s, \quad (2.3)$$

donde  $f_s$  es la frecuencia de encendido y  $E_{on}$  es la energía disipada en el encendido. De acuerdo con la figura 2.7 se deduce que la energía disipada en el encendido se puede aproximar como:

$$E_{on} = \frac{V_{CE} \cdot I_C}{2} \cdot T_{on}, \quad (2.4)$$

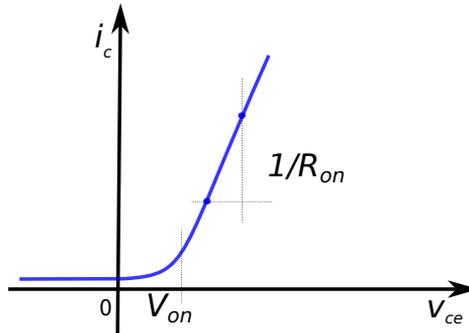


Figura 2.6. Característica estática del semiconductor.

donde,  $I_C$  es la corriente de colector,  $V_{CE}$  es la tensión colector emisor y  $T_{on}$  es el tiempo de encendido.

Las pérdidas de conmutación en el apagado se obtienen a través de la ecuación (2.5):

$$P_{off(T)} = E_{off} \cdot f_s, \quad (2.5)$$

donde la energía perdida en el apagado (ver figura 2.7) se puede aproximar como:

$$E_{off} = \frac{V_{CE} \cdot I_C}{2} \cdot T_{off}, \quad (2.6)$$

siendo  $I_C$  es la corriente de colector,  $V_{CE}$  es la tensión colector emisor y  $T_{off}$  es el tiempo de apagado.

La ecuación (2.7) representa las pérdidas de potencia en el diodo:

$$P_{tot(D)} = P_{cond(D)} + P_{off}, \quad (2.7)$$

siendo  $P_{cond(D)}$  las pérdidas por conducción y  $P_{off}$  las pérdidas de apagado, las cuales se definen a través de las siguientes ecuaciones:

$$P_{cond(D)} = I_F \cdot V_F \cdot D, \quad (2.8)$$

$$P_{off(T)} = E_{off} \cdot f_s, \quad (2.9)$$

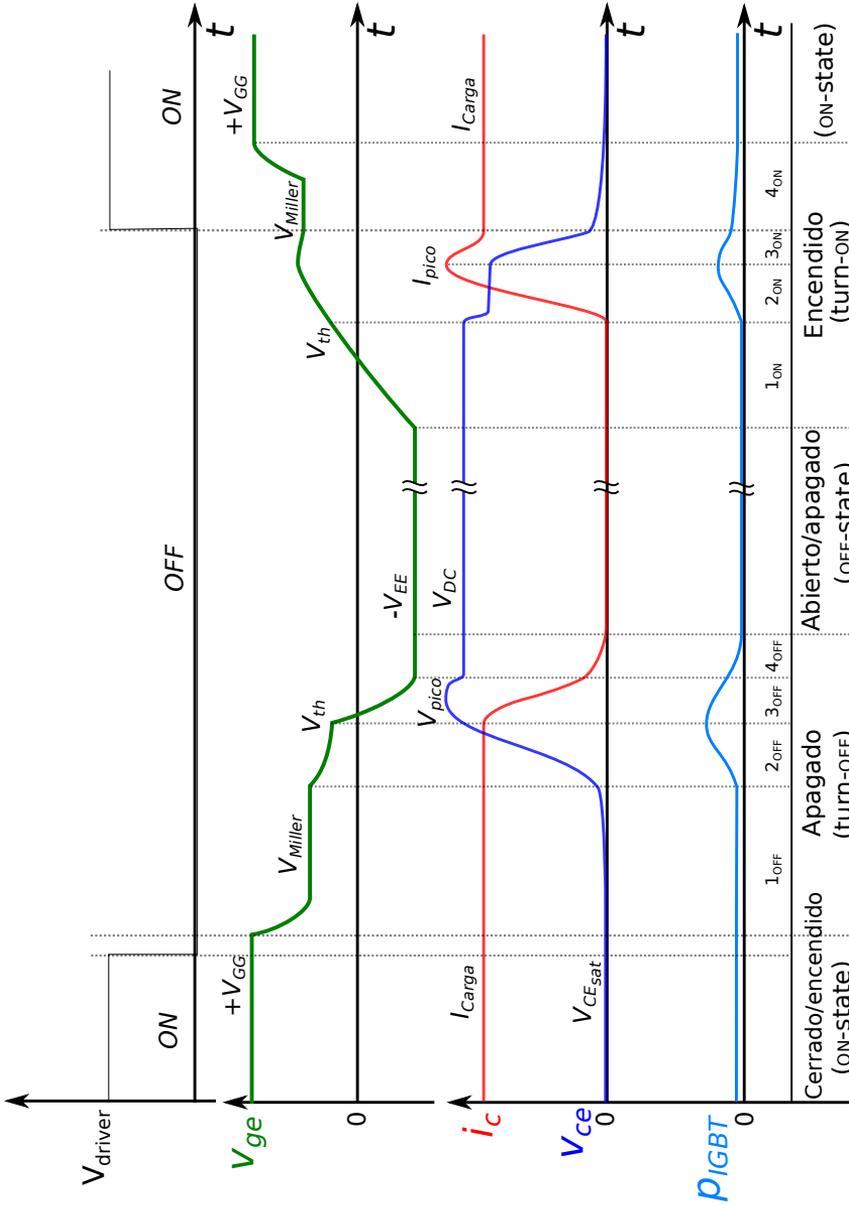


Figura 2.7. Formas de onda de conmutación de un IGBT.

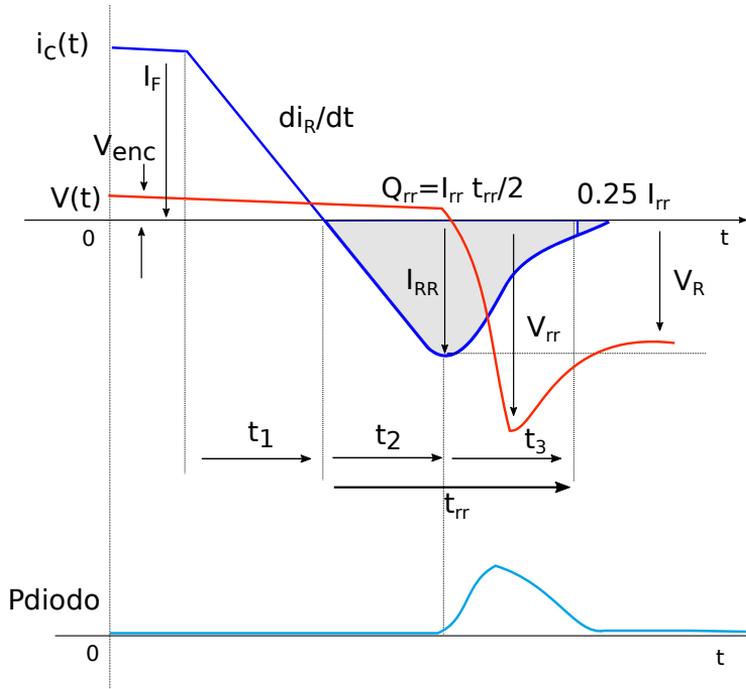


Figura 2.8. Formas de onda de tensión y corriente para un diodo de potencia.

donde,  $I_F$  es la corriente media por el diodo,  $V_F$  es la tensión media por el diodo y  $D$  el duty cycle o ciclo de trabajo.

De acuerdo con la figura 2.8 se deduce que la energía perdida en el apagado del diodo viene determinada por la ecuación (2.10):

$$E_{off} = \frac{I_{rr} \cdot V_R \cdot t_{rr} \cdot K}{2} = \frac{Q_{rr} \cdot V_R \cdot K}{2}, \tag{2.10}$$

donde,  $E_{off}$  es la energía disipada en el apagado y  $f_s$  es la frecuencia de encendido.

La perdida de potencia total del módulo inversor será la suma de las perdidas individuales de cada interruptor:

$$P_d = n * (P_{tot(T)} + P_{tot(D)}). \tag{2.11}$$

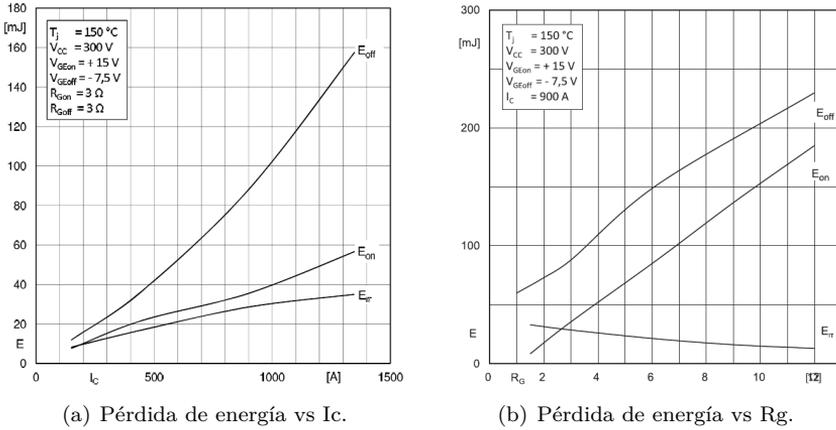


Figura 2.9: Perdidas de energía en el módulo de potencia SKIM909GD606HD de Semicrom.

A modo de ejemplo, la figura 2.9 muestra la especificación de las pérdidas de energía en la conmutación del módulo de potencia SKIM909HD066HD.

### 2.3 Influencia de la temperatura en el comportamiento en los dispositivos IGBTs de un módulo de potencia

Actualmente, las aplicaciones de electrónica de potencia requieren altos rangos de corrientes y tensiones. Sin embargo, dichos rangos se encuentran, a veces, fuera de los márgenes máximos en los que trabajan los dispositivos semiconductores. Para aumentar la capacidad de corriente y, por lo tanto, de potencia, se recurre a la utilización de semiconductores en paralelo. Para llegar a dicho objetivo, la corriente deberá estar equilibrada, es decir, la corriente total se debe distribuir de forma igual por cada dispositivo.

El desequilibrio de corriente puede producirse por motivos como el diseño del *layout* del circuito de potencia [3] o la diferencia entre los parámetros que caracterizan cada dispositivo a paralelizar [55]. Además, el desequilibrio térmico es otra razón importante para el desequilibrio de las corrientes entre semiconductores.

Dado que las características estáticas y transitorias de un IGBT varían sensible-

mente con su temperatura de unión, para conseguir una distribución de corriente adecuada, es necesario implementar un sistema de refrigeración que disminuya al máximo los gradientes de temperatura en la superficie del disipador. La distribución térmica que se obtiene con los métodos de refrigeración convencionales no es simétrica, y existe siempre un gradiente de temperatura en las diferentes áreas del disipador en contacto con el módulo de potencia y, por lo tanto, los dados (*Die*) de IGBTs conectados en paralelo operan a distinta temperatura.

### 2.3.1 Efecto de la temperatura en los parámetros térmicos de los materiales empleados en el diseño del módulo de potencia

En la actualidad, en gran cantidad de estudios, no se consideran los efectos que tiene la temperatura sobre los parámetros térmicos de los materiales que componen el módulo de potencia. Sin embargo, las propiedades de prácticamente todos los materiales dependen de la temperatura [3].

Los principales materiales empleados en el diseño del módulo de potencia son el silicio (Si), aluminio (Al) y el cobre (Cu). En la tabla 2.2 se muestran los valores de conductividad térmica, el calor específico y la densidad de estos materiales a 25 °C. Por otro lado, la tabla 2.3 muestra las variaciones de los parámetros térmicos (conductividad térmica y calor específico) de los principales materiales que componen el dispositivo de potencia a distintas temperaturas.

**Tabla 2.2:** Valores de conductividad térmica, capacidad calorífica y densidad a 25°C de los principales materiales empleados en el módulo IGBT

Material	Aluminio	Cobre	Silicio
Conductividad térmica ( $W/m \cdot ^\circ C$ )	237	401	148
Capacidad calorífica ( $J/Kg \cdot ^\circ C$ )	897	385	705
Densidad ( $Kg/m^3$ )	2700	8960	2329

La figura 2.10 muestra los efectos de la temperatura en los parámetros térmicos de los principales materiales. Como se puede observar tanto en la tabla 2.3 así como en la figura 2.10(a), la conductividad térmica del silicio disminuye sensiblemente cuando aumenta la temperatura (a 250 °C la conductividad térmica del silicio es la mitad que a 25°C) mientras que la del cobre y aluminio son bastante constantes. Sin embargo la capacidad calorífica (figura 2.10(b)) aumenta con el incremento de temperatura en todos los materiales y más sensiblemente en el cobre [3].

Para analizar el comportamiento térmico de los dispositivos semiconductores, es

**Tabla 2.3. Propiedades térmicas de los materiales a distintas temperaturas**

Temperatura (°C)		25	75	125	225	325
Si	Conductividad térmica ( $W/m \cdot ^\circ C$ )	148	119	98,9	76,2	61,9
	Capacidad calorífica ( $J/Kg \cdot ^\circ C$ )	705	757,7	788,3	830,7	859,9
Al	Conductividad térmica ( $W/m \cdot ^\circ C$ )	237	240	240	236	231
	Capacidad calorífica ( $J/Kg \cdot ^\circ C$ )	897	930,6	955,5	994,8	1034
Cu	Conductividad térmica ( $W/m \cdot ^\circ C$ )	401	396	393	386	379
	Capacidad calorífica ( $J/Kg \cdot ^\circ C$ )	385	392,6	398,6	407,7	416,7

importante considerar la no linealidad de los parámetros térmicos de los materiales. Este efecto puede ser crítico en el análisis de sobrecargas y cortocircuitos donde la temperatura del dispositivo aumenta drásticamente [3].

### 2.3.2 Influencia de la temperatura sobre el comportamiento estático del IGBT

El régimen estático comprende tanto el estado de conducción como el de corte del semiconductor. Los principales parámetros estáticos en los que influye directamente la temperatura, por ello, es importante conocer la influencia que tiene la temperatura sobre ellos, son [55, 56]:

- Tensión de saturación colector - emisor ( $V_{CE(sat)}$ ). Este parámetro, a su vez, depende de la temperatura de la unión ( $T_j$ ).
- Tensión umbral de compuerta ( $V_{GE(th)}$ ). Varía de forma notable con la variación de  $T_j$ .

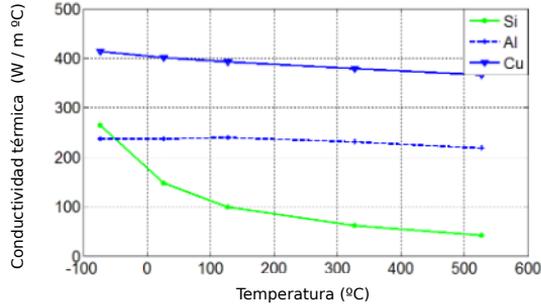
La expresión (2.12) define  $V_{GE(th)}$  según la función de Fermi ( $\Phi_{FB}$ ), parámetro que describe el nivel de energía y que es proporcional a  $T_j$  [56]:

$$V_{GE(th)} = -V_{ms} - \frac{Q_{SS}}{C_{OX}} + 2\Phi_{FB} + \frac{\sqrt{2\varepsilon_0\varepsilon_{si}N_{Amax}(2\Phi_{FB})}}{C_{OX}}, \quad (2.12)$$

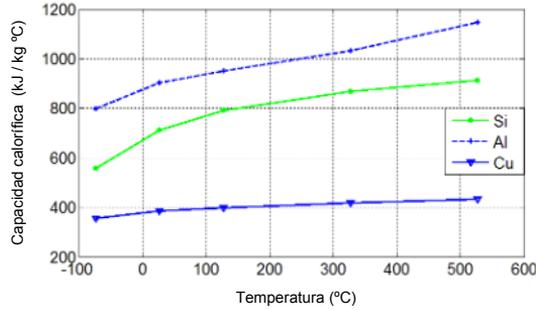
donde  $V_{ms}$  es la tensión metal-semiconductor,  $Q_{SS}$  la carga extrínseca de los estados de energía,  $C_{OX}$  la capacidad de óxido de compuerta,  $\varepsilon_0\varepsilon_{si}$  la permitividad del material y  $N_{Amax}$  la concentración máxima de los portadores en el material.

$V_{GE(th)}$  decrece cuando aumenta la  $T_j$  [56].

Por otro lado, el voltaje de saturación colector - emisor ( $V_{CE(sat)}$ ) puede expresarse



(a) Efecto de la temperatura en la conductividad térmica de los materiales (Si, Al, Cu)



(b) Efecto de la temperatura en la capacidad calorífica de los materiales (Si, Al, Cu)

**Figura 2.10: Efecto de la temperatura en las propiedades térmicas de los principales materiales que componen el módulo IGBT [3].**

sarse como [56]:

$$V_{CE(sat)} = I_C \cdot R_{ch} = \frac{I_c \cdot l}{z \mu_{ns} C_{OX} (V_{GE} - V_{GE(th)})}, \quad (2.13)$$

donde  $R_{ch}$  es la resistencia del canal,  $l$  la longitud del canal,  $z$  la anchura del canal en dirección perpendicular al canal y  $\mu_{ns}$  la movilidad de los portadores en el canal. El parámetro  $\mu_{ns}$  tiene un comportamiento decreciente con  $T_j$  [56]. Teniendo en cuenta que la tensión aplicada durante el proceso de encendido ( $V_{GE}$ ) suele ser mayor que la tensión umbral de compuerta  $V_{GE(th)}$ ,  $V_{CE(sat)}$  es una

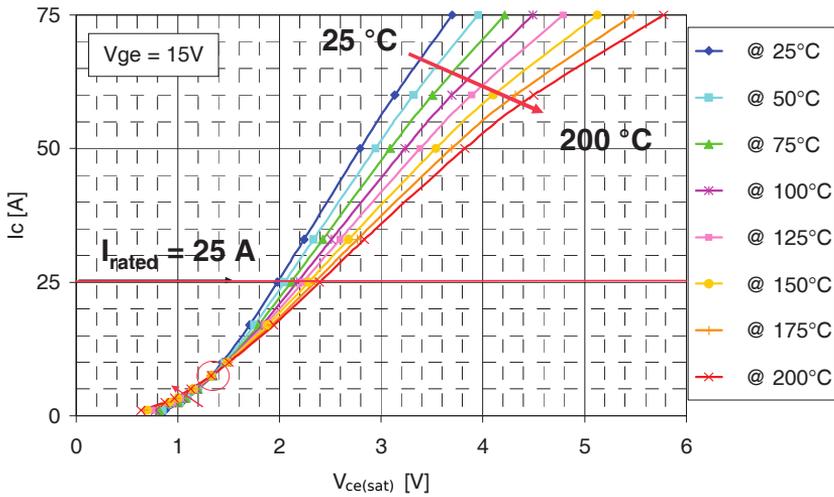


Figura 2.11. Coeficiente positivo de la tensión de saturación.

función con un comportamiento creciente con  $T_j$ .

$$\mu_{ns}(T_j) = \mu_{ns}(T_0)(T_j)^{-m}; \quad (2.14)$$

### 2.3.2.1 Equilibrado de corriente en estado de conducción

Para conseguir que un convertidor de potencia con IGBTs paralelizados se encuentre equilibrado es necesario tener en cuenta la curva característica para que todos los IGBTs proporcionen una corriente aproximadamente igual. La curva característica  $V_{CE(sat)}$  frente  $I_c$  depende de  $T_j$ .

Al realizar la paralelización, todos los dispositivos tienen la misma tensión entre colector - emisor y, por consiguiente, presentan la misma  $V_{CE(sat)}$ , pero para conseguir que se encuentren equilibrados se debe cumplir que:

1. La curva característica de salida  $V_{CE(sat)}$  frente  $I_c$  de todos los dispositivos debe ser lo más similar posible en todos rangos de temperatura de unión, presentando el mismo comportamiento de coeficiente de temperatura y, a poder ser, positivo. Para conseguir esto, los IGBTs deben pertenecer al mismo fabricante, modelo y lote (mismo *code bar*). No obstante, aunque cumplan los requisitos de fecha y lote, los fabricantes no garantizan que los *dies* sean de la misma oblea. De todos modos, la curva característica

será prácticamente igual y presentará el mismo comportamiento frente a la temperatura.

2. Los dispositivos que componen el conjunto paralelizado deben presentar el mismo comportamiento térmico, o ser lo más similar posible. Esto se traduce en lograr que en todo el rango de temperaturas de operación los IGBTs presenten una diferencia térmica entre dispositivos prácticamente nula  $|\Delta T_{j_{xy}}| \simeq 0^\circ C$ .

Para ello, se debe realizar el correcto diseño térmico del sistema de refrigeración, cada semiconductor debe ver la misma resistencia e impedancias térmicas transitorias, de manera que el calor se distribuya de forma homogénea.

Si se cumplen los dos requisitos descritos anteriormente, igualando o aproximando la temperatura de los dispositivos paralelizados se consigue trabajar en la misma curva característica, consiguiendo que el desequilibrio de corriente sea prácticamente nulo  $|\Delta I_{c_{xy}}| \simeq 0 V$ .

A modo de ejemplo, en la figura 2.12 se presentan distintos casos de equilibrio o desequilibrio de corriente según las condiciones anteriores. En las figuras 2.12(a) y 2.12(b) se puede observar como una diferencia sustancial entre las curvas características, con independencia de la temperatura, puede generar una gran diferencia de corriente en los dispositivos. Por otro lado, se puede comprobar como en las figuras 2.12(c) y 2.12(d), en dispositivos con misma curva característica (a distintas temperaturas), si no se consigue que ambos trabajen a la misma temperatura el desequilibrio de corriente puede ser muy elevado con el posible fallo del IGBT más caliente.

### 2.3.3 Influencia de la temperatura sobre el comportamiento dinámico del IGBT

Durante el proceso de encendido y apagado de los IGBTs se pueden producir diversos efectos que producen desequilibrios en las corrientes. Este efecto cada vez es más importante ya que las frecuencias de conmutación son mayores. Los parámetros dinámicos más importantes a tener en cuenta son [56]:

- Retardo del proceso de encendido ( $t_{d(on)}$ ): desde el 10 % de la tensión  $V_{GE}$  hasta el 10 % de  $I_c$ .
- Tiempo de subida ( $t_r$ ): desde el 10 % al 90 % de  $I_c$ .
- Retardo del proceso de apagado ( $t_{d(off)}$ ): desde el 90 % de la tensión  $V_{GE}$  hasta el 90 % de  $I_c$ .

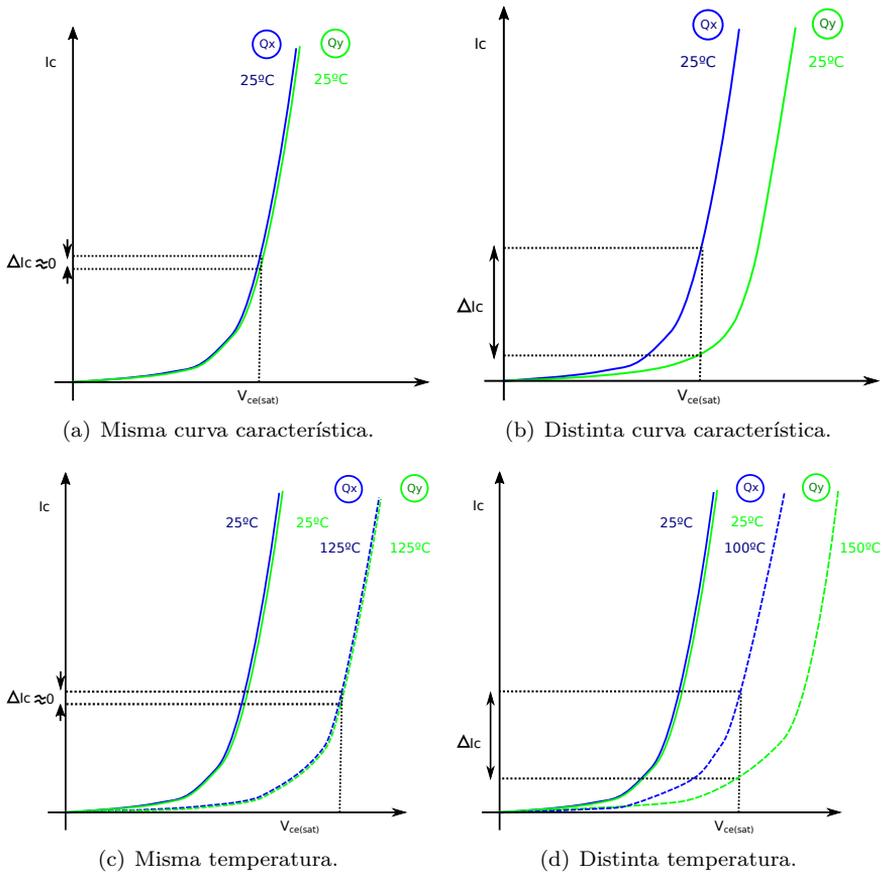


Figura 2.12.  $\Delta I_c$  entre dos IGBTs según las curvas características y la  $T_j$ .

- Tiempo de caída ( $t_f$ ): desde el 90 % al 10 % de  $I_c$ .

### 2.3.3.1 Influencia de la temperatura sobre los tiempos de conmutación

La temperatura juega un papel importante en los desequilibrios que se pueden producir durante la conmutación, ya que ésta influye sobre muchos parámetros que intervienen en este régimen de operación. En este sentido, se pueden producir diferencias en la tensión umbral de activación de los IGBTs ( $V_{GE(th)}$ ) influyendo en el retardo del encendido ( $t_{d(on)}$ ) y apagado ( $t_{d(off)}$ ) tal y como muestran las siguientes ecuaciones:

$$t_{d(on)} = -\tau_1 \cdot \ln\left(1 - \frac{V_{GE(th)}}{V_{GE}}\right), \quad (2.15)$$

donde la constante de tiempo  $\tau_1$  es:

$$\tau_1 = R_G(C_{GE} + C_{GC}), \quad (2.16)$$

Asimismo, la derivada de  $t_{d(on)}$  respecto a  $T_j$  es:

$$\frac{dt_{d(on)}}{dT_j} = -\tau_1 \left( \frac{V_{GE}}{V_{GE} - V_{GE(th)}} \right) \cdot \frac{dV_{GE(th)}}{dT_j} > 0. \quad (2.17)$$

Tal y como se observa en las ecuaciones (2.15) y (2.16),  $t_{d(on)}$ , y de forma análoga  $t_{d(off)}$ , aumenta con  $T_j$ . Ello se constata en las figuras 2.13(a) y 2.13(b) [56].

Si uno de los IGBTs paralelizados tiene un menor  $t_{d(on)}$  o un mayor  $t_{d(off)}$ , entonces conducirá más corriente durante la conmutación. Ocurrirá lo mismo, si el IGBT tiene un menor  $t_r$  o un mayor  $t_f$ . Además, al variar los tiempos de retardo con la temperatura, las pérdidas de conmutación varían.

### 2.3.3.2 Equilibrado de corriente durante la conmutación

Es necesario eliminar los factores que generan desequilibrios térmicos y reducir, así, la diferencia de temperatura ( $\Delta T_{j_{xy}}$ ) durante el proceso de apagado. Teniendo en cuenta que los parámetros  $t_{d(on)}$  y  $t_{d(off)}$  aumentan con  $T_j$ , si los IGBTs conectados en paralelo operan a diferente temperatura se produce un desequilibrio de corriente debido a la diferencia que se produce en estos retardos [56].

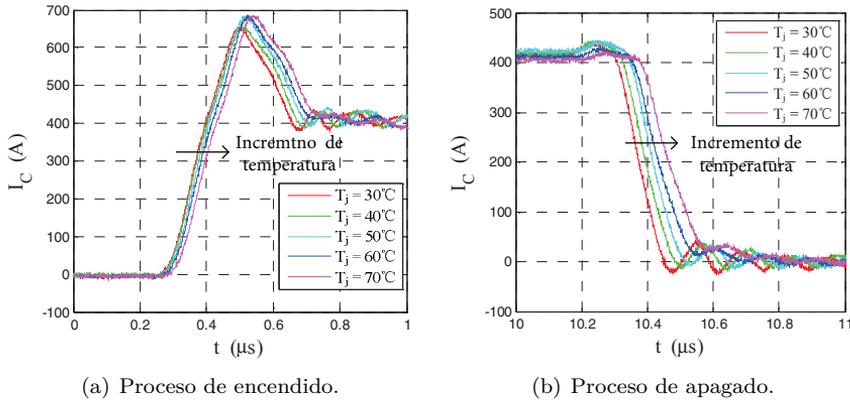


Figura 2.13. Variación de los transitorios según la temperatura.

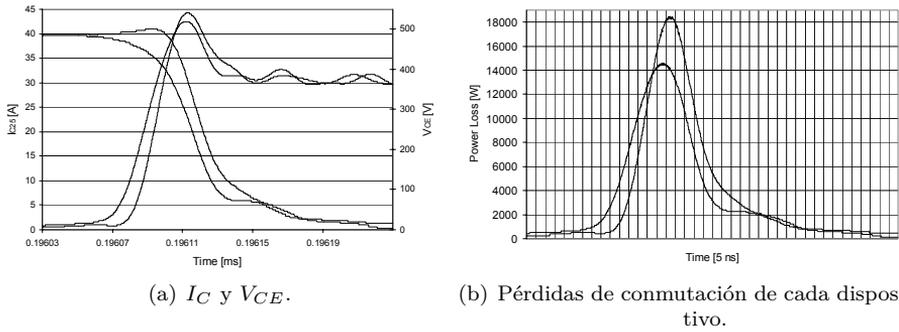
### 2.3.4 Pérdidas debidas a desequilibrios

Como se ha visto, los desequilibrios dinámicos se traducen en diferencias de corriente durante el proceso de apagado, ya que durante el proceso de encendido los desequilibrios son menos críticos. Es importante indicar que dichos desequilibrios de corriente se traducen en un desequilibrio en las pérdidas de potencia durante los intervalos de conmutación, que a su vez, pueden originar un aumento de la temperatura y afectar a las condiciones estáticas del dispositivo. En la figura 2.14(a) se puede ver como durante el proceso de apagado a temperatura ambiente las curvas de tensión y de corriente presentan diferencias, lo que se traduce en unas pérdidas de conmutación bastante dispares, tal y como aparece en la figura 2.14(b).

Asimismo, es conveniente remarcar que las pérdidas de conmutación de los dispositivos IGBTs, aumentan con la temperatura (figuras 2.15(a) y 2.15(b)).

## 2.4 Conclusiones

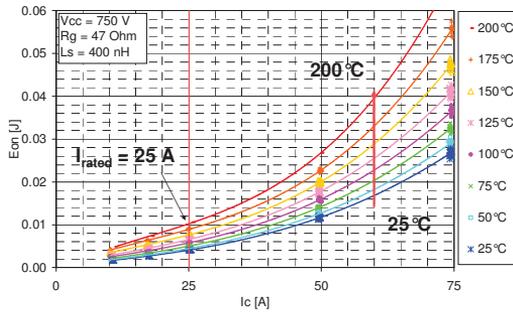
En este capítulo de la tesis, se ha realizado un análisis del papel que juega la electrónica de potencia en el sistema de propulsión del VE y se han estudiado las pérdidas de potencia que se producen debido a un inefficiente diseño y funcionamiento del sistema de propulsión.



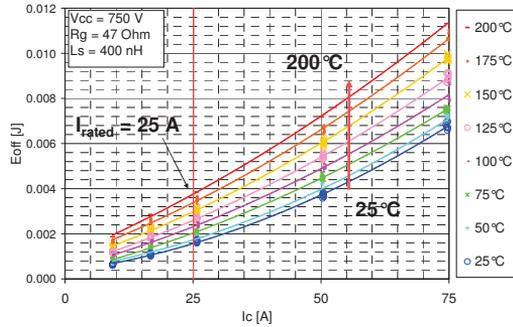
**Figura 2.14:** Proceso de apagado de la paralelización de 2 IGBTs con compuertas separadas.

Por otro lado, se ha realizado un análisis de la influencia que tiene la temperatura sobre el comportamiento estático y dinámico de los dispositivos IGBTs. Del estudio se obtiene que, por un lado, para reducir el desequilibrio estático de corriente hay que conseguir reducir la variación de temperatura  $|\Delta T_{xy}|$  entre los dispositivos. Por otro lado, teniendo en cuenta que los parámetros  $t_{d(on)}$  y  $t_{d(off)}$  aumentan con  $T_j$ , es necesario eliminar los factores que generan desequilibrios térmicos. Si los IGBTs conectados en paralelo operan a diferente temperatura se produce un desequilibrio de corriente debido a la diferencia que se produce en estos retardos.

Esta tesis pretende dar solución a dicho problema proponiendo un sistema de refrigeración que permite reducir el gradiente de temperatura en la superficie del disipador y por lo tanto en los dispositivos semiconductores.



(a) Perdidas encendido.



(b) Perdidas apagado.

Figura 2.15. Pérdidas dinámicas según la variación de la temperatura.



## Capítulo 3

# Ensamblado de módulos de potencia para VE

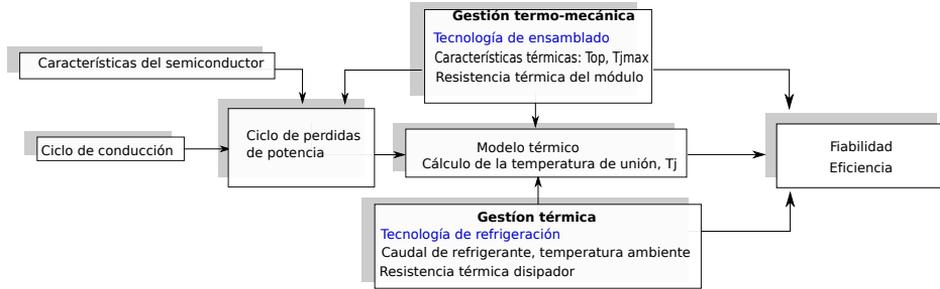
### 3.1 Introducción

En el capítulo anterior, se han analizado los efectos e importancia que tiene la temperatura sobre el comportamiento de las características eléctricas, estáticas y dinámicas, de los dispositivos semiconductores de potencia. Con el fin de analizar el efecto que el diseño del ensamblado y la estructura de fabricación del módulo de potencia tienen en el comportamiento térmico, en este capítulo se pretende analizar los aspectos constructivos más importantes a tener en cuenta en el desarrollo de nuevos encapsulados.

El continuo y rápido avance en la tecnología de los semiconductores de potencia ha conseguido dispositivos muy efectivos capaces de conducir niveles de corriente cada vez mayores [4]. Sin embargo, el diseño del encapsulado, se ha convertido en un elemento limitador en muchos casos. Para abordar dichas limitaciones, en la actualidad la atención de los investigadores se centra en el diseño del encapsulado del módulo, con el objetivo de mejorar la conductividad térmica, disminuir la resistencia térmica y así aumentar la corriente máxima admisible en los semiconductores de potencia.

En un módulo de potencia la eficiencia y fiabilidad está asociada a diversos parámetros, que interactúan entre sí y condicionan su comportamiento térmico, tal y como se muestra en la figura 3.1. Dicho comportamiento térmico depende,

entre otros factores, de la tecnología de ensamblado, de las características de diseño térmico del módulo, de la tecnología del semiconductor y de la tecnología de refrigeración.



**Figura 3.1:** Interacción entre los parámetros asociados a la eficiencia y fiabilidad de un módulo de potencia.

A continuación, se analizan los desarrollos que se están llevando a cabo en la comunidad científica en nuevas tecnologías de ensamblado. Para ello, inicialmente se describen las características térmicas de los módulos semiconductores. A continuación, se introduce el análisis de la predicción de la fiabilidad y, por último, se presenta el estado de las tecnologías empleadas para el ensamblado de los módulos de potencia destinados a aplicaciones de VE.

## 3.2 Características térmicas de los semiconductores

Como se ha dicho en el apartado anterior, para implementar un diseño fiable de los módulos de potencia es crucial un diseño térmico apropiado. Los ingenieros tienen que asegurar en todo momento que los encapsulados (componentes discretos, módulos, etc) cumplen con las exigencias térmicas necesarias (por ejemplo, el estándar IEC 60747-9). Para conseguir un diseño óptimo es muy importante estudiar las temperaturas y resistencias específicas de cada dispositivo. Conociendo las resistencias e impedancias térmicas del módulo de potencia, así como las pérdidas ( $P_d$ ) que genera, junto a su evolución temporal, es posible obtener el modelo térmico y calcular la temperatura de unión,  $T_j$ , de cada uno de sus semiconductores<sup>1</sup> y, por consiguiente, es posible implementar un diseño fiable que

<sup>1</sup>Este cálculo se describe de forma detallada en el anexo B

Tabla 3.1: Valores de temperatura máxima ( $T_{vj(max)}$ ) de diferentes semiconductores.

DISPOSITIVO	RANGO DE $T_{vj(max)}$
IGBT	Entre 150 y 200 °C
JFET	Entre 150 y 175 °C
MOSFET	Entre 175 y 200 °C
Tiristores	Entre 100 y 125 °C
Diodos Zener	Entre 150 y 175 °C

no permita en ningún caso superar la temperatura máxima permitida en la unión semiconductor,  $T_{j(max)}$  [57].

A continuación se describen los parámetros de diseño térmicos de los módulos inversores de potencia.

### 3.2.1 Temperaturas en el dispositivo

La temperatura de unión  $T_j$  representa la temperatura en la unión semiconductor. Dado que esta temperatura no es homogénea en toda la superficie del dispositivo, en el análisis térmico de los semiconductores se utiliza una temperatura de unión virtual  $T_{vj}$  que representa un valor de temperatura promedio en la unión del chip.

Un concepto importante es el de temperatura máxima de unión virtual,  $T_{vj(max)}$ . Este parámetro definido en las hojas de datos de los fabricantes, define la temperatura máxima permitida que puede alcanzar el semiconductor. Por encima de esta temperatura el dispositivo se degrada o sufre daños irreparables. En la tabla 3.1 se exponen valores de temperatura máxima de diferentes semiconductores.

Otro parámetro de diseño relevante es también la temperatura de operación ( $T_{vj(op)}$ ). Esta temperatura define entre que valores ( $T_{vj(op),max}$  y  $T_{vj(op),min}$ ) puede operar el dispositivo sin problemas. Al calcular la temperatura de la unión cuando el dispositivo se encuentra en funcionamiento, esta temperatura debe permanecer dentro de los límites establecidos por el rango de temperatura de operación, incluso cuando existe sobrecarga.

En la práctica, inmediatamente antes del último pulso de potencia del dispositivo (anexo B), la temperatura debe permanecer por debajo de  $T_{vj(op),max}$ . En el último pulso de potencia se puede superar dicho límite siempre que opere dentro del área de operación segura (SOA, *Safe Operating Range*) y no se exceda el valor de  $T_{vj(max)}$ . Por ejemplo, Altera define rangos de  $T_{vj(op)}$  indicados en la tabla 3.2 para sus dispositivos en función del mercado al que van dirigidos.

**Tabla 3.2:** Rangos de  $T_{vj(op)}$  de los dispositivos definidos por Altera en función del mercado.

Comercial:	Entre 0°C y 85°C
Industrial:	Entre -40°C a 100°C
Automoción:	Entre -40°C a 125°C
Extendido:	Entre -40°C a 125°C
Militar:	Entre -55°C a 125°C

Por otra parte hay que tener también en cuenta las temperaturas en otros puntos del ensamblado como:

- Temperatura del encapsulado,  $T_c$ , define la temperatura en la superficie del encapsulado (zona de contacto con ambiente o disipador).
- Temperatura del disipador,  $T_s$ , describe la temperatura de la superficie del disipador sobre el que está montado el módulo.
- Temperatura ambiente,  $T_a$ , define la temperatura existente en el entorno donde está ubicado el disipador. Generalmente, el ambiente se considera un sumidero infinito de potencia capaz de absorber el calor sin aumentar su temperatura. Conviene utilizar como valor de temperatura ambiente el valor máximo especificado para la aplicación.

Debido a las pérdidas de potencia en la unión semiconductor, existe una diferencia de temperaturas entre la unión y el ambiente, que depende de las resistencias y capacidades térmicas de las diferentes capas que forman el módulo. La figura 3.2 muestra un ejemplo de la distribución de las temperaturas para un módulo estandar compuesto de semiconductores de silicio (IGBTs y diodos) para diferentes niveles de corriente en el mismo.

### 3.2.2 Resistencias térmicas especificadas en el dispositivo

En el dispositivo semiconductor, debido al efecto Joule en la unión semiconductor, se producen pérdidas de potencia, aumentando la temperatura en dicho punto ( $T_{vj}$ ) respecto a la temperatura ambiente debido a las resistencias térmicas de las diferentes capas que componen el semiconductor. En la figura 3.3 se muestra una visión general de la disposición de las capas y elementos existentes en un módulo de potencia. Dependiendo del tipo de encapsulado (tipo de material, espesor, etc) y de la tecnología empleada en el diseño y ensamblado del módulo, varía el número y características de las capas que se oponen al paso del calor y, por consiguiente, varía la resistencia térmica total. La resistencia térmica se reduce con la eliminación de capas en el dispositivo [58], [15].

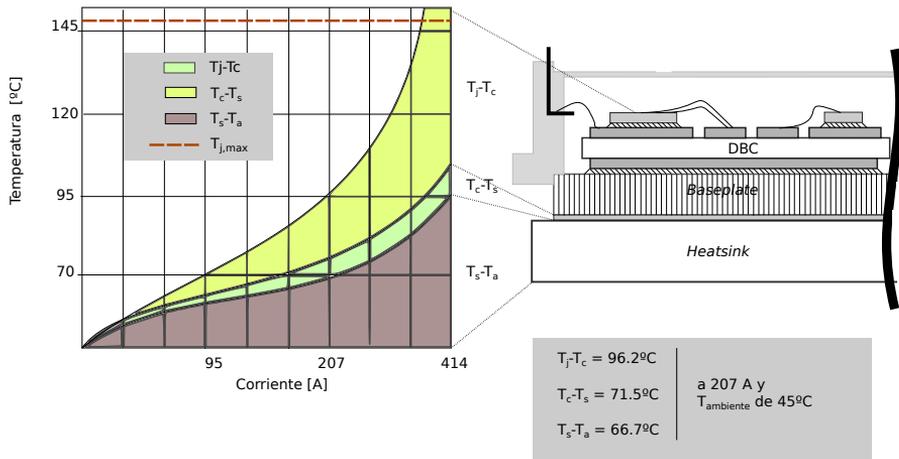


Figura 3.2: Ejemplo de la distribución de las temperaturas para un módulo estándar.

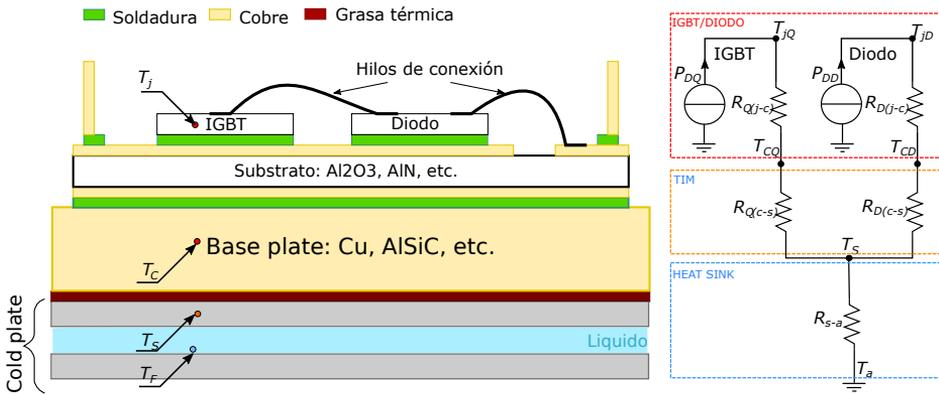


Figura 3.3. Modelo de resistencias térmicas simplificado.

Los fabricantes de semiconductores suelen proporcionar dos valores de resistencia térmica para facilitar el cálculo de la temperatura en la unión:

- $R_{th(j-a)}$ : este término indica la resistencia térmica equivalente existente entre la unión del semiconductor y el ambiente cuando no se utiliza disipador. En este caso, si se conoce la temperatura ambiente a la que trabaja el dispositivo, es posible calcular la temperatura de unión,  $T_{vj}$ , en régimen estacionario de la siguiente manera:

$$T_{vj} = P_d \cdot R_{th(j-a)} + T_a, \quad (3.1)$$

donde  $P_d$  es la potencia disipada esperada en el semiconductor.

- $R_{th(j-c)}$ : este término modeliza la resistencia que existe entre el foco calorífico (la unión del semiconductor) y el exterior del encapsulado y permite calcular la temperatura de unión del semiconductor cuando se emplea disipador, de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$R_{th(j-c)} = \frac{T_{vj} - T_c}{P_d}. \quad (3.2)$$

El fabricante también puede especificar este dato en forma de curva de reducción de potencia o *derating*. Tal y como se muestra en la figura 3.4, la curva indica cuanta potencia es capaz de disipar el dispositivo sin dañarse, en función de  $T_c$ . Es decir, el dispositivo (con una potencia nominal de 30 W a 60 °C) no puede disipar más de 20 W si la  $T_a$  es tal que  $T_c$  alcanza los 75 °C (esta temperatura dependerá también de la resistencia térmica que exista entre el encapsulado y el disipador  $R_{th(c-s)}$  como se verá a continuación).

La reducción de la resistencia térmica total del módulo de potencia, conlleva una evacuación de calor más eficiente y, por lo tanto, mejora sustancialmente la fiabilidad del semiconductor y su vida útil [58].

En caso que la resistencia térmica  $R_{th(j-a)}$  sea demasiado elevada y la temperatura de la unión exceda su valor máximo admisible se requiere la utilización de elementos disipadores para reducir la  $R_{th(j-a)}$ . En este caso, a la resistencia térmica  $R_{th(j-c)}$  hay que añadirle las siguientes resistencias térmicas que deberá calcular el diseñador del circuito térmico:

- $R_{th(c-s)}$ : modeliza la resistencia térmica entre el exterior del encapsulado, y la superficie exterior del disipador. Este valor depende del sistema de fijación, y del estado de paralelismo de las superficies de contacto, puesto que a nivel microscópico, solo contactan por unos puntos, quedando huecos

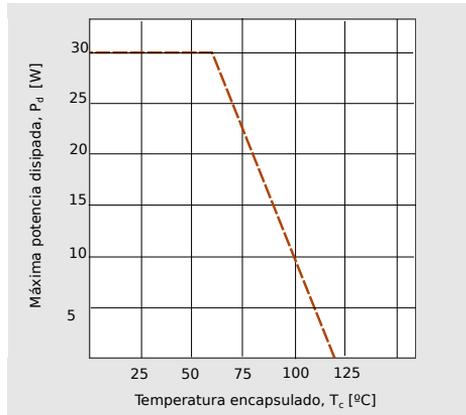


Figura 3.4: Representación gráfica de una curva de *derating* proporcionada por los fabricantes.

de aire que entorpecen la transmisión del calor, tal y como se muestra en la figura 3.5.

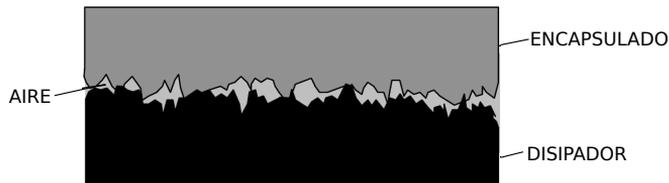


Figura 3.5. Detalle de la superficie de contacto entre encapsulado y disipador.

Dicho valor también depende del tipo de material de interfaz térmica (*Thermal Interface Material*, *TIM*) que se interponga entre ambas superficies de contacto. En la sección 4.3.1 se analizan las propiedades de los distintos tipos de TIM.

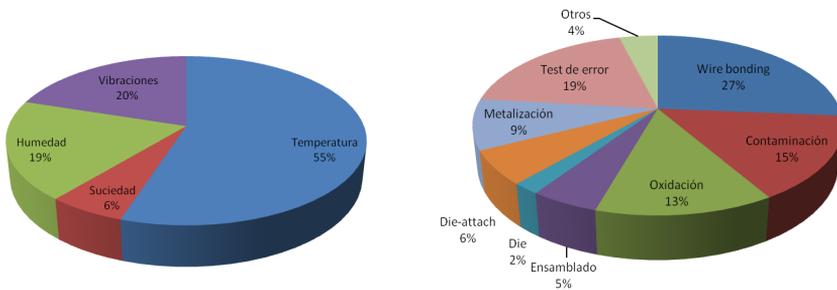
- $R_{th(s-a)}$ : Esta resistencia depende del tipo de disipador y tecnología de refrigeración utilizada (convección natural o forzada de aire, refrigeración líquida, etc.)

### 3.3 Predicción de la fiabilidad en dispositivos de potencia

En esta sección se describen de forma breve las herramientas utilizadas para estimar de forma estadística el tiempo de vida media de un dispositivo, los ciclos de potencia a que se pueden someter o como seleccionar el dispositivo adecuado.

Un módulo de potencia está constituido por un conjunto de materiales con propiedades físicas diferentes: el coeficiente de dilatación térmico (CTE, *coefficient of thermal expansion*), el módulo de elasticidad y la resistencia térmica. El término “pila térmica” se utiliza para describir esta combinación termo-mecánica de los materiales que definen el módulo de potencia. Las diferencias en las propiedades del material sometidos a cambios cíclicos de temperatura (calentamiento y enfriamiento) generan movimientos termo-mecánicos que inducen tensiones de compresión-tracción y estrés termo-mecánico, conduciendo a la degradación o a fallos por fatiga de los componentes. La mayoría de fallos en los semiconductores de potencia están asociados a la diferencia del coeficiente de dilatación de los diversos materiales que componen la pila, como el silicio ( $3 \times 10^6/\text{K}$ ), la cerámica ( $\text{AlN} = 4.5 \times 10^6/\text{K}$ ) y el conductor ( $\text{Cu} = 17 \times 10^6/\text{K}$ ,  $\text{Al} = 23 \times 10^6/\text{K}$ ). La magnitud de estrés térmico es proporcional a la variación de la temperatura y al área de superficie de contacto al que afecta [59–61].

La figura 3.6(a) muestra que la mayor causa de ruptura en los dispositivos semiconductores de potencia se debe a la temperatura. La humedad, las vibraciones y la suciedad en el compartimento del motor del VE, son también factores a tener en cuenta en la vida útil del dispositivo [4].



(a) Efecto de la temperatura en la vida útil de los semiconductores. (b) Causas principales de fallos en los módulos de potencia.

Figura 3.6. Causas principales de fallos en los módulos de potencia [4].

Por otro lado, debido a diferencias mínimas en el proceso de fabricación, ningún dispositivo es idéntico a otro y por lo tanto, la ruptura tiene una componente de “suerte”. Por éste motivo, se puede hablar de probabilidades a la hora de cuantificar el tiempo de vida de los dispositivos, sin poder determinar el momento exacto en el cual se produce la ruptura.

La fiabilidad es uno de los factores más importantes en el diseño de los módulos de potencia. Con el objetivo de conseguir diseños que superen con creces las expectativas y los criterios de diseño que se muestran en las especificaciones, los fabricantes llevan a cabo tests de fiabilidad y programas de calificación muy exigentes. De ese modo se consiguen diseños robustos que disminuyen el número de fallos y aumentan los ciclos de vida.

La tasa de fallo ( $\lambda$ ) se define como el número de fallos ( $n$ ) de un determinado número de componentes ( $N$ ), durante un espacio de tiempo ( $\Delta T$ ) tal y como sigue:

$$\lambda = \frac{n}{N \cdot \Delta T}. \quad (3.3)$$

Para los módulos de potencia el rango de fallo generalmente se expresa en unidades de tiempo de fallo (*FIT*, *Failure in Time*) el cual se define como:

$$FIT = \frac{1}{10^9 h}, \quad (3.4)$$

y representa el número de fallos que se pueden esperar en un dispositivo a lo largo de un billón de horas de operación (se espera que se alcancen valores de 100 FIT para cada modelo de testeo). Sin embargo, para realizar una comprobación experimental de este valor se deberían probar 10000 módulos (orden de magnitud equivalente al número de módulos consumidos anualmente) durante 1000 horas, o 1000 módulos durante 10000 horas, o alguna otra combinación.

Obviamente este experimento resulta impracticable por el coste asociado y el tiempo necesario. Por este motivo, para cuantificar la fiabilidad de los dispositivos, los fabricantes utilizan varios métodos basados en forzar variaciones de temperaturas en el dispositivo, usando distintos tipos de variaciones o ciclos térmicos según el tipo de unión sometida a estrés. La combinación de los resultados de las diversas uniones proporciona la fiabilidad del módulo.

Existen principalmente dos métodos de test, el ciclado térmico o *thermal cycling* y el ciclado de potencia o *power cycling*. En ambos casos, el tiempo de vida se evalúa aplicando una secuencia continua de variaciones de temperatura hasta que el dispositivo falla. El criterio de fallo del dispositivo generalmente es un aumento

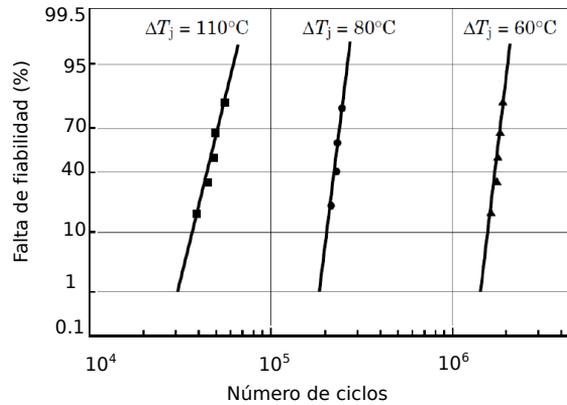


Figura 3.7. Distribuciones de Weibull interpoladas a partir de datos de test [5].

del 5% de la caída de tensión en conducción,  $V_{CE}$ , un incremento del 20% de la resistencia térmica,  $R_{th}$ , del mismo, o que el dispositivo deja de conmutar adecuadamente, aunque estos valores pueden variar entre fabricantes.

En la figura 3.7 se muestra el resultado de tests con uniones de Sn/Ag y las distribuciones de probabilidad de ruptura <sup>2</sup> para diferentes ciclos de temperatura realizadas por Fuji Electric en módulos de 1200 V y 75 A [5].

Para determinar el tiempo de vida en condiciones diferentes a las del test se utilizan modelos de tiempo de vida, como por ejemplo el modelo Coffin-Manson de fatiga de las uniones por deformaciones plásticas [62]. Los datos de entrada a estos modelos se obtienen de los tests de ciclado térmico y de las características propias de los materiales. Los modelos de tiempo de vida de la unión entre chip y substrato (*chip solder joint*), conductores y substrato, y el interconexiónado (*wire bonds*), son diferentes y requieren tests diferenciados.

El tiempo de vida de cada unión presente dentro del dispositivo se estima de forma individual, ya que cada una de ellas falla debido a mecanismos de fatiga diferentes y son descritos por distintos modelos de tiempo de vida [63, 64]. Por ejemplo, ABB proporciona entre sus notas de aplicación datos de tests de los módulos HiPack para las diferentes uniones presentes en los mismos [65].

<sup>2</sup>Los resultados de los tests generalmente se utilizan para realizar una aproximación de la densidad y distribución de la probabilidad de fallo. La experiencia parece mostrar que la función de distribución de Weibull es adecuada para describir la probabilidad de fallo de las uniones en los dispositivos de potencia.

### 3.3.1 Tests de prueba. Ciclado de potencia y ciclado térmico

Las altas temperaturas de unión y los gradientes de temperatura elevados, debido a cambios de temperatura ambiental (ciclos pasivos) o a ciclos de potencia en el interior del módulo durante el tiempo en operación (ciclos activos), son en gran medida determinantes para los ciclos de vida y para la fiabilidad del semiconductor (figura 3.8). Los test de fiabilidad *thermal cycling* y *power cycling* representan estas condiciones y permiten obtener una predicción del tiempo de vida del semiconductor [66] (figura 3.9).

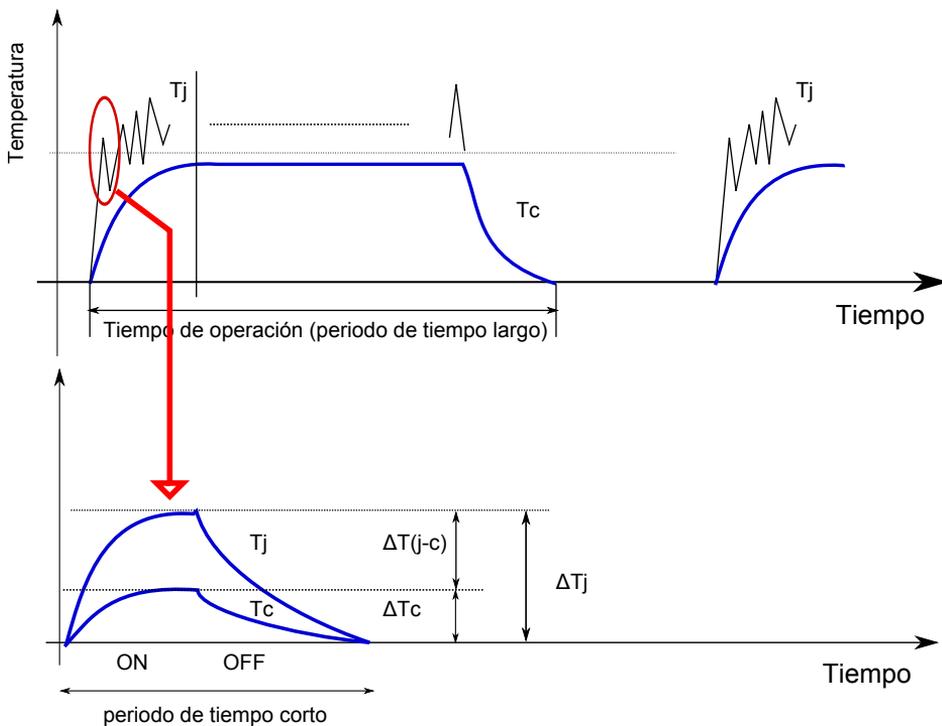


Figura 3.8. Modelo de operación térmica de un módulo de potencia.

- *Thermal cycling* o ciclado térmico (TC): se consigue modificando la temperatura ambiente o la temperatura del encapsulado ( $T_c$ ) sin aplicarle carga eléctrica. Se puede llevar a cabo aplicando variables ficticias y simulando los cambios de temperatura que se dan en el ambiente, sin embargo, debido a que la temperatura del encapsulado varía lentamente, consume mucho

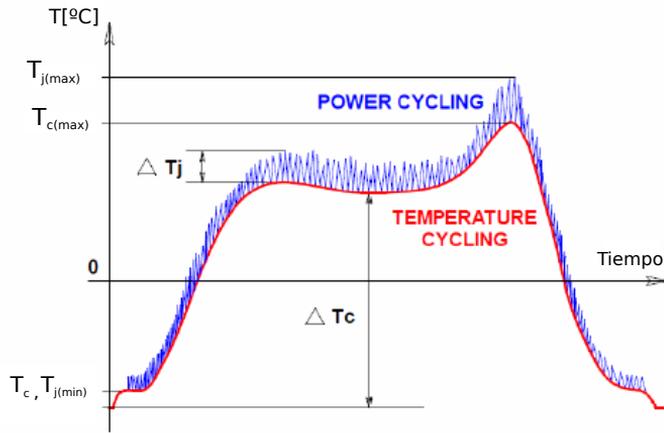
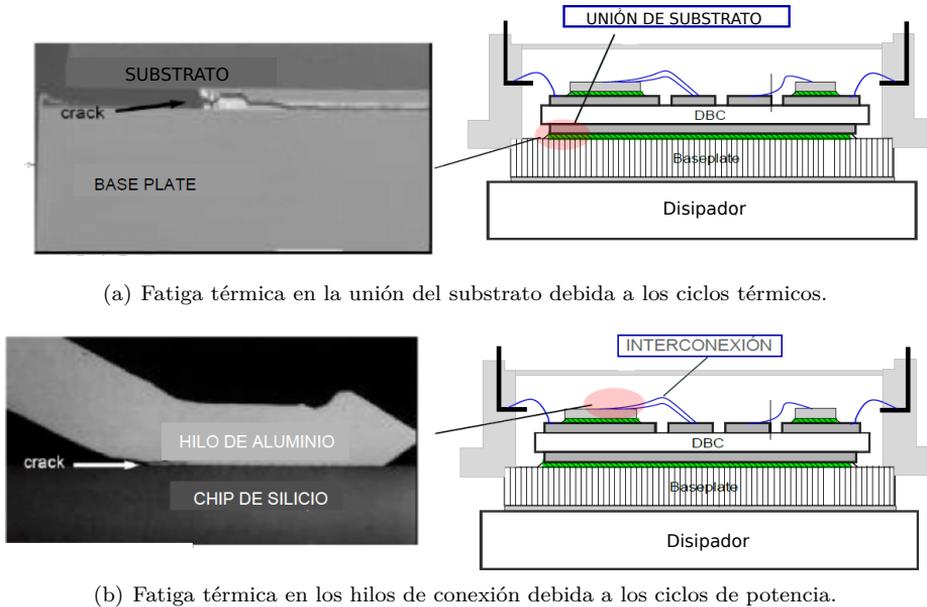


Figura 3.9. Curvas referentes al power cycling y al thermal cycling.

tiempo. Este test se aplica principalmente para evaluar el tiempo de vida de los *die-attach* (uniones por soldadura). Debido a la diferencia del coeficiente de dilatación térmico, los materiales de las distintas capas tienen un envejecimiento diferente y se generan grietas. La figura 3.10(a) muestra el fallo por fatiga en la unión soldada entre capas.

Este tipo de test viene especificado, entre otros, por el estandar IEC 60068-2-14 Test Na, y requiere realizar 100 ciclos para MOSFETS e IGBTs y 50 ciclos para diodos y tiristores, entre la temperatura máxima y mínima de almacenamiento del dispositivo. El tiempo del ciclo depende de la capacidad térmica del módulo, y suele estar entre 4-6 minutos, que es el tiempo necesario para llevar la temperatura del encapsulado entre los dos valores extremos.

- *Power cycling* o ciclado de potencia (PC): sirve para determinar el estrés térmico que soporta el semiconductor cuando varía la potencia disipada en modo de operación. La conexión y desconexión de corrientes de carga periódicamente provoca cambios bruscos en la temperatura de unión del semiconductor. Si los pulsos son de corta duración, la fatiga térmica afecta al chip, al *die-attach* y a los hilos de conexión. En caso en que los pulsos sean de larga duración la fatiga puede afectar a todo el módulo. Este test se aplica principalmente para evaluar el tiempo de vida de los hilos de conexión (*bond wire fracture* o *bond wire lift-off*). La figura 3.10(b) muestra el fallo por fatiga en un hilo de conexión. Este tipo de test viene especificado,



(a) Fatiga térmica en la unión del substrato debida a los ciclos térmicos.

(b) Fatiga térmica en los hilos de conexión debida a los ciclos de potencia.

**Figura 3.10. Fallos térmicos provocados por los test de fiabilidad PC y TC.**

entre otros, por el estándar IEC 60749-34, y requiere realizar 20.000 ciclos para MOSFETS e IGBTs y 10.000 ciclos para diodos y tiristores, con una variación de temperatura de 100 °C.

La figura 3.11 muestra la diferencia de la variación de temperatura entre  $T_j$  y  $T_c$  en un test de *power cycling*.

Asimismo, en función de la temperatura a analizar, los ciclos de potencia se pueden clasificar como:

- Ciclado de potencia para variar la temperatura de unión ( $\Delta T_j$ ): se aplican pulsos de corriente en ciclos inferiores a 15 segundos. Generalmente sirven para evaluar el tiempo de vida de los hilos de conexión y de la unión entre el chip y el substrato. En este test se monitoriza la temperatura de la unión y se aplican pulsos de corriente para variar esta temperatura entre el valor mínimo y el valor máximo especificado.
- Ciclado de potencia para variar la temperatura del encapsulado ( $\Delta T_c$ ): ciclo de potencia en el que se aplica corriente hasta que la temperatura del encapsulado alcanza un valor, y se interrumpe el flujo de la

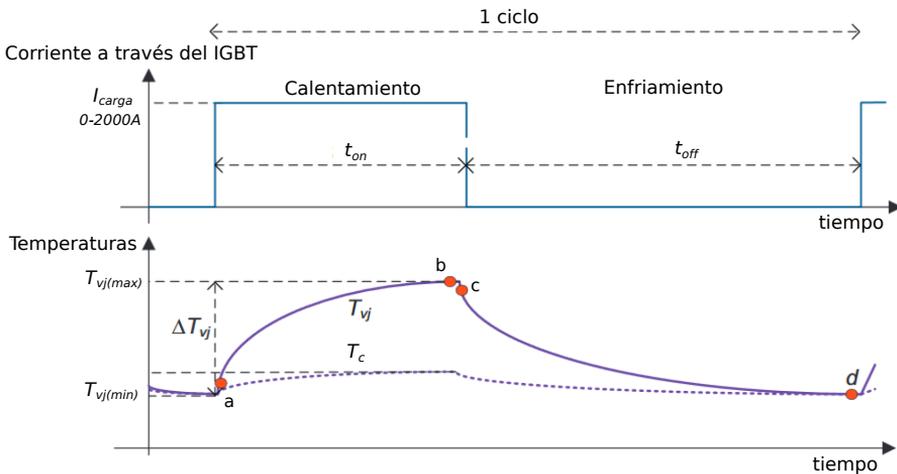


Figura 3.11. Variación de temperatura entre  $T_j$  y  $T_c$  en test de *power cycling*.

corriente hasta que la temperatura del encapsulado vuelve a su valor inicial, típicamente de duración entre 2 y 10 minutos. Sirve para evaluar el tiempo de vida de la unión o soldadura entre el sustrato y el DBC (*Direct Bonding Cooper*). En este test se mide la temperatura de la cápsula.

- Ciclado de potencia orientado a misión: en este caso el dispositivo se somete a un régimen de ciclos similar a las condiciones reales de operación para las cuales se diseñó.

En los últimos años se han realizado estudios exhaustivos de ciclado de potencia y temperatura para evaluar la fiabilidad de los dispositivos de potencia. El estudio más importante fue completado en el proyecto LESIT [67]. Los resultados obtenidos en dicho proyecto se utilizan como referencia para la predicción del tiempo de vida de módulos de potencia con variaciones en la temperatura de la unión ( $\Delta T_j$ ) de hasta 80 °C.

La figura 3.12 muestra la duración de vida estimada en función de la variación máxima de la temperatura, con la temperatura mínima del ciclo como parámetro. Se puede observar que para una variación de temperatura de 40 °C, el semiconductor tiene un número de ciclos de vida 10 veces superior si trabaja con una temperatura de 60 °C que si trabaja a 100 °C. La figura muestra claramente que es muy importante reducir tanto la temperatura media como sus oscilaciones para aumentar el tiempo de vida de los dispositivos, y por lo tanto, es fundamental

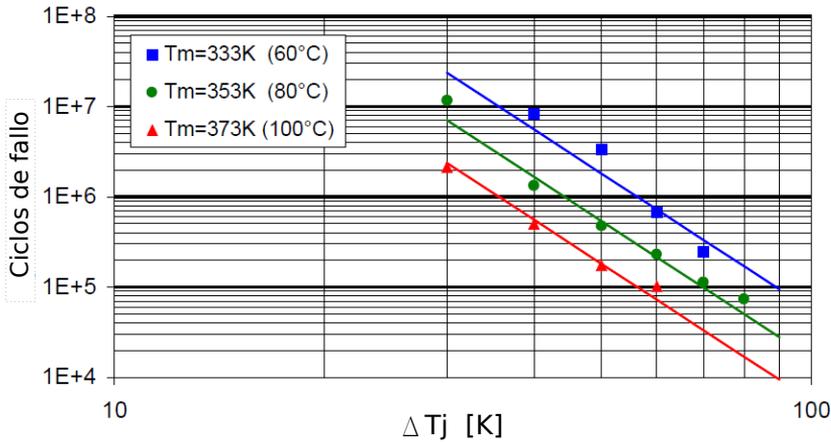


Figura 3.12: Número de ciclos de vida en función de oscilación térmica para diferentes temperaturas medias de operación. Figura adaptada de [6].

un adecuado diseño térmico.

Un mal diseño térmico reduce la fiabilidad del sistema. Por regla general, el índice de fallo en los dispositivos semiconductores se duplica por cada 10 a 15°C de ascenso de temperatura por encima de 50°C [68].

### 3.4 Tecnologías de ensamblado

En este apartado se describen las tecnologías de ensamblado de los módulos de potencia y los avances tecnológicos que se están realizando en cada una de ellas.

En la figura 3.13 se muestra una visión general de la disposición de las capas y elementos existentes en un módulo de potencia. Dependiendo de la configuración de ensamblado elegida se puede descartar el uso de alguna de las capas.

Si bien es cierto que no se ha podido obtener un conocimiento detallado sobre todos los desarrollos, se puede decir que a modo general, los factores más importantes a tener en cuenta en las tecnologías de ensamblado analizadas se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Las propiedades de las diferentes tecnologías de interconexión.
- El diseño del DBC de substrato cerámico (material, espesor, estructura en

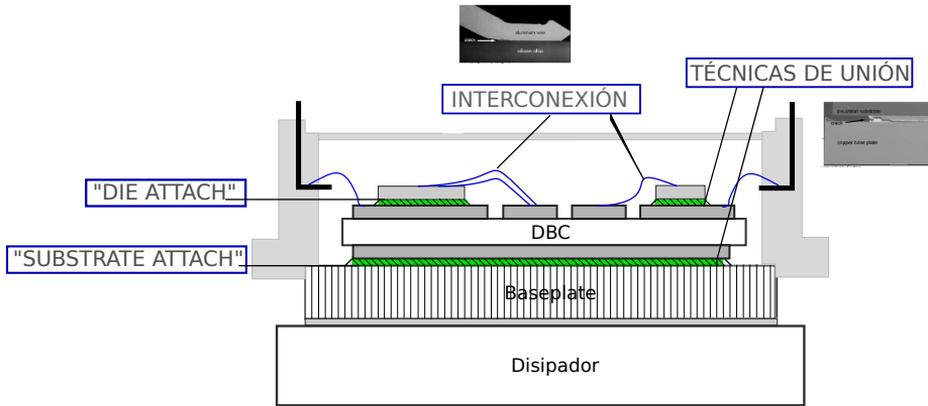


Figura 3.13. Ensamblado de un módulo de potencia estandar.

el sustrato superior).

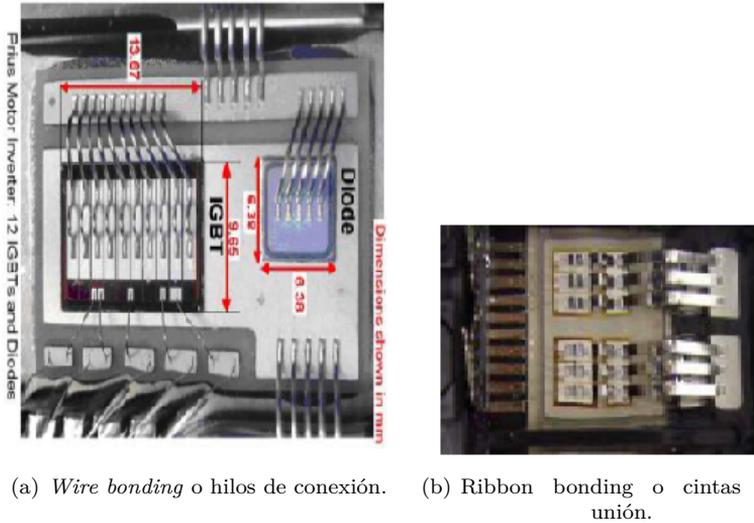
- El material y calidad de la conexión de chip *die-attach*.
- La presencia o no de una placa de base o *base plate* (material, geometría).

### 3.4.1 Tecnologías de interconexión

En la actualidad, la técnica de interconexión empleada principalmente es la unión por hilo o *wire bonding*. Esta técnica se utiliza para conectar una cara del semiconductor de potencia con otros elementos de conexión (p.e. otro semiconductor o una lámina conductora que une los dispositivos a los terminales del módulo). Esta técnica de soldadura se realiza a temperatura ambiente y se utiliza energía ultrasónica (a una frecuencia de entre 40 – 100 kHz), para conectar un hilo de aluminio (alrededor de 100-500  $\mu\text{m}$  de espesor) a una superficie hecha de aluminio, cobre u oro. Puesto que los citados hilos de unión están limitados por su capacidad de conducir corriente, se utilizan varios hilos de conexión en paralelo para cubrir intensidades de corriente elevadas [69]. Sin embargo, también hay que tener en cuenta, que la disposición de hilos en paralelo provoca el acoplamiento mutuo entre las inductancias parásitas de cada hilo.

Otra técnica de interconexión que está emergiendo es la conocida como *ribbon bonding* o cintas de unión. Esta técnica mejora el rendimiento, ofrece capacidad de conducción de corriente mayor y permite mejorar la disipación del calor. El Fraunhofer Institute IZM [70] ha desarrollado estudios basados en *Ag sintered*

*ribbon bonding*. Las figuras 3.14(a) y 3.14(b) muestran la diferencia entre las interconexiones tipo *wire bonding* y *ribbon bonding*.



(a) *Wire bonding* o hilos de conexión. (b) *Ribbon bonding* o cintas de unión.

**Figura 3.14.** Tecnologías de interconexión *wire bonding* y *ribbon bonding*.

El siguiente nivel de mejora es el utilizar otros materiales como el aluminio-cobre (Al-Cu) o simplemente cobre (Cu) que permitan superar los límites actuales de conductividad eléctrica y térmica [71, 72]. En este sentido, la tecnología *Infineon.XT* implementada por Infineon apuesta por el *copper wire bonding* y los *ultrasonic welded terminals* [73]. La tabla 3.3 muestra los valores de conductividad térmica, resistividad eléctrica y CTE de los hilos de cobre y de aluminio. Tal y como se puede ver el cobre presenta propiedades superiores al aluminio.

**Tabla 3.3:** Valores de conductividad térmica y resistividad eléctrica del Cu y del Al.

	Aluminio	Cobre	Cobre vs Aluminio
Resistividad eléctrica	$2,7\mu\text{Ohm} \cdot \text{cm}$	$1,7\mu\text{Ohm} \cdot \text{cm}$	-40 %
Conductividad térmica	$220\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$	$400\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$	+80 %
CTE	25 ppm	16,5ppm	-35 %

SEMIKRON ha desarrollado una tecnología de interconexión innovadora conocida como *SKIN Technology* [74]. En ella, emplea una lámina flexible compuesta por capas de Ag/Cu/polymide y sinterizada sobre el chip sustituyendo a los hilos

de conexión. Así se consigue aumentar los ciclos de potencia en un 70 % [18].

Por otro lado, International Rectifier (IR) también ha desarrollado su propia tecnología a la que llama *CoolIR*. En ella, el chip ubicado en el DBC, presenta un recubrimiento superficial SFM (*Solderable Front Metal*) a doble cara (obtenido a partir de materiales como el titanio, níquel y plata) y permite eliminar los *wire bonds* con la técnica *DLB (Direct Lead Bonded)* [19]. El DLB reduce las pérdidas de potencia disminuyendo la resistencia del conexionado y la inductancia parásita del módulo. Siemens AG, también ha desarrollado su propia tecnología de interconexión planar conocida como *SiPlit*.

Sin embargo, aunque se están dando mejoras, aun deben superarse grandes retos técnicos (mejora de la conductividad eléctrica, mejora de conductividad térmica, aumento de los ciclos de vida, etc.) en estas tecnologías de desarrollo. En este sentido, en [75] se analizan los beneficios relativos y los desafíos de las tecnologías de interconexión.

En la tabla 3.4 se muestra una comparativa de las diferentes tecnologías de interconexión.

**Tabla 3.4. Comparativa de las diferentes tecnologías de interconexión.**

	Al wire bonding	Al ribbon bonding	Cu wire bonding	Semikron SKIN
Conductividad eléctrica	Tomado como referencia	Igual	40 % Mejor	Igual
Conductividad térmica		Igual	200 % Mejor	Prácticamente igual
Tiempo de vida		Mejorado	Mejora del rendimiento térmico	70 % Mejor. Tec. Ag sinterizada
Estado		En producción. Coste elevado	Producción en masa	Cerca de la producción en masa

### 3.4.2 Diseño del DBC

El DBC constituye el soporte en el que se ubican los semiconductores (IGBTs y diodos). Su objetivo es aportar un emplazamiento mecánico, dotar de aislamiento eléctrico y conducir adecuadamente el calor generado en los semiconductores. El DBC está compuesto por tres capas, la primera y la última de un metal, bien cobre (Cu) o aluminio (Al), y la intermedia de cerámica (aislante eléctrico). En la tabla 3.5 se muestra el espesor aproximado de cada una de las capas que componen el DBC [10].

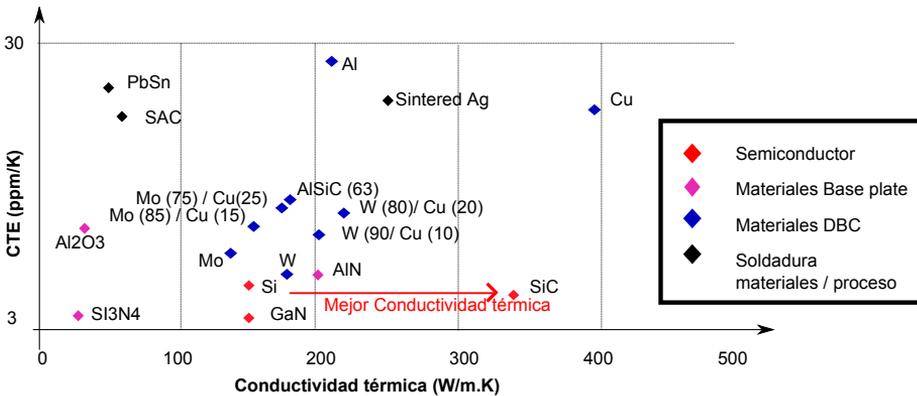
Existen distintas alternativas a la hora de seleccionar los materiales que componen la pila térmica. El sustrato cerámico por ejemplo puede ser:  $Al_2O_3$  (óxido de aluminio o alumina),  $AlN$  (nitruro de aluminio),  $BeO$  (óxido de berilio),  $AlSiC$  o

**Tabla 3.5. Espesor de los materiales que componen la pila térmica.**

DBC Material	Espesor de capa
DBC Cu	(200 $\mu m$ – 600 $\mu m$ ) normalmente 300 $\mu m$
DBC $Al_2O_3$ , $AlN$ , $AlSiC$ , $Si_3N_4$	(0,25mm – 0,85mm) normalmente 0,5mm
DBC Cu	(200 $\mu m$ – 600 $\mu m$ ) normalmente 300 $\mu m$

de  $Si_3 N_4$  (nitruro de silicio). La tendencia en cualquier caso es reducir el espesor de la capa cerámica y hacer la capa de metal más gruesa para incrementar la conductividad térmica, reducir la resistencia térmica total y permitir una mejor transferencia de calor [58]. Además para obtener una mejor respuesta a los ciclos térmicos, el CTE tiene que ser lo mas cercano posible al CTE del silicio.

La elección del material es clave para el diseño del módulo. La gráfica de la figura 3.15 muestra el CTE y la conductividad térmica de varios materiales utilizados en el DBC. Para solventar el problema que existe en la diferencia de CTE entre la capa cerámica y la metálica, Mitsubishi Electric ha desarrollado el módulo Serie J T-PM (*Transfer-molded Power Module*) donde se sustituye el DBC por una capa fina de Cu/TCIL/Cu. El TCIL (*Thermal Conductive Insulation Layer*) está compuesto por una capa de resina aislante y tiene una buena conductividad térmica. La capa fina de cobre ayuda también a reducir la resistencia térmica total [76].



**Figura 3.15: Propiedades de los materiales que componen cada una de las capas de un módulo de potencia.**

Por otro lado, Schneider Electronic propone sustituir el DBC empleando su propia tecnología  $p^2$ Pack [77]. Esta tecnología permite diseñar módulos de potencia

**Tabla 3.6: Parámetros del material de plata utilizado en la sinterización frente al material de aportación usado en el proceso de soldadura.**

	Ag pura	Comp. Ag para sinterización	SnAg para soldadura	Factor
Punto de fusión (°C)	961	961	221	4
Conduct. eléc. (MS/m)	68	41	7,8	5
Conduct. térm.(W/mK)	429	250	70	4
Densidad (g/cm <sub>3</sub> )	10,5	8,5	8,4	1
CTE (μm/mK)	19,3	19	28	1
R a la tensión (Mpa)	139	55	30	2

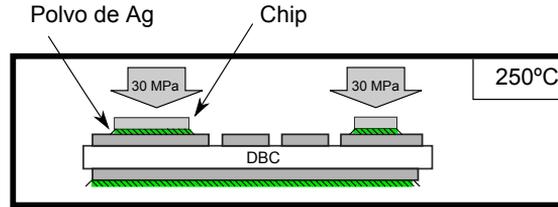
compactos, con características térmicas y eléctricas muy buenas.

### 3.4.3 Técnicas de unión por soldadura o sinterización

La soldadura es la conexión de dos materiales (metal) por medio de metal líquido o una aleación de líquido. En los módulos de potencia actuales la técnica de soldadura se emplea para unir el chip de silicio con el sustrato y al mismo tiempo para unir el DBC con la *base plate*. Una de las causas de fallo predominantes en los módulos semiconductores se debe a la fatiga térmica a la que están sometidas las uniones de soldaduras (*solder creep/fatigue*).

La tendencia marca la eliminación de las soldaduras a favor de la técnica sinterización. Las uniones sinterizadas chip/sustrato se consiguen mediante partículas de plata especiales que, en determinadas circunstancias, producen uniones sinterizadas que dan lugar a una unión fiable entre las partes. Es importante saber que cada una de estas partículas está rodeada de una capa de un material especial. El proceso de unión es sencillo ya que solo es necesario disponer de un número de partículas suficiente para conseguir el espesor deseado de la capa de unión y aplicar una temperatura y presión adecuadas durante un periodo determinado de tiempo. El resultado es una unión muy estable. La fuerza de unión de contacto que se ha conseguido con la capa de sinterización entre los chips y el sustrato es extraordinariamente elevada. Las uniones sinterizadas muestran, en los tests de fiabilidad, una alta capacidad de resistencia a los ciclos de potencia. Otra ventaja de la tecnología de sinterización es que se consigue una mayor exactitud, del orden de 50 μm, de la posición de los chips en relación al sustrato. En comparación, con la tecnología actual de soldadura, sólo es posible conseguir una exactitud en la posición de 400 μm. Si se tiene en cuenta el espesor de la capa sinterizada, ésta es entre 4 y 5 veces más fina que la capa soldada y tiene una conductividad térmica 4 veces mejor [78].

La tabla 3.6 muestra como las capas sinterizadas presentan mejores propiedades



Proceso de sinterización Ag: Presión aplicada a 250°C

Figura 3.16. Proceso de sinterización.

térmicas, mecánicas y eléctricas que la soldadura y mejoran la fiabilidad a largo plazo [18].

La tecnología *Skinter* desarrollada por Semikron, emplea la sinterización como técnica de unión. La figura 3.16 muestra como se lleva a cabo el proceso de sinterización.

Por otro lado algunos fabricantes actualmente están investigando una nueva técnica de sinterización con nano partículas: *Nano powder sintering*. Básicamente la técnica es la misma pero utiliza nano partículas de Ag para la sinterización. La compresión se realiza a temperaturas inferiores (220-275 °C) y se reducen también la presión (1-5 MPa) y el tiempo de compresión (60-120 s) consiguiendo mejores resultados.

Se puede concluir que la unión sinterizada presenta unas excelentes propiedades térmicas y tienen mejor comportamiento frente a los ciclos de potencia debido a que el punto de fusión del material de plata usado en la sinterización es cuatro veces superior al punto de fusión del material de aportación en el proceso de soldadura. La estabilidad a altas temperaturas de la unión sinterizada indica que la unión no se deteriora con el tiempo. La desventaja de la sinterización es que sólo se pueden conectar los materiales con una superficie de metal precioso [58].

#### 3.4.4 Contacto por presión

A diferencia de la soldadura, la sinterización y los hilos de unión, los contactos de presión no son uniones metalúrgicas. Esto significa que los contactos asociados por presión pueden ser compensados entre sí, y pueden deslizarse unos sobre otros. Así pues, no aparecen tensiones termo-mecánicas en las uniones y, por ello, no muestran fatiga térmica durante los cambios de temperatura debido a los diferentes coeficientes de dilatación térmicos. De esta manera se explica la alta fiabilidad de los módulos en contacto con presión.

Semikron ha desarrollado los módulos *SKIM* y *SKiiP* donde se emplean contactos por presión tanto entre conexiones eléctricas como entre la conexión *DBC-Heatsink*. La figura 3.17 muestra un módulo de potencia con tecnología *SPRING contact*.



Figura 3.17. Módulo de potencia *SKiiP* con tecnología *SPRING contact* [7].

### 3.4.5 Módulos con o sin placa base

El objetivo principal de la placa base es aportar un soporte mecánico adecuado (suele ser útil cuando el sustrato que se ha de ubicar en la placa base es frágil).

Entre las ventajas que aporta incluir placa base están:

- Mecánicamente son más robustos durante el transporte y montaje.
- Presentan una masa térmica grande y una resistencia térmica baja. De esta forma, ante transitorios y picos de pérdidas de potencia el sistema tiene una constante de tiempo mayor, y hace que la temperatura no incremente súbitamente.

Por otro lado las desventajas que supone son:

- El módulo presenta mayor resistencia térmica ( $R_{th(j-s)}$ ) debido a la capa de TIM que requiere la placa base para la unión con el disipador.
- Se reduce el número de ciclos de vida debido a que la placa base tiene una gran superficie soldada al DBC susceptible a los ciclos de temperatura.

- Aumento del peso y coste.

## 3.5 Conclusiones

El VE ha impulsado un importante desarrollo en nuevas formas de encapsulado y modelado térmico de los módulos de potencia [79, 80]. Las figuras 3.18 y 3.19 muestran un listado de las tecnologías empleadas en el ensamblado de los módulos de potencia de los VEs.

Los campos de desarrollo más importantes son:

- La mejora de las interconexiones eléctricas entre semiconductores, eliminando el *wire bonding* y sustituyéndolo por alternativas como el DLB (*Direct Lead Bonded*).
- La eliminación de las uniones por soldaduras a favor de la técnica de sinterización.
- Un buen diseño asociado a la combinación acertada de diferentes materiales teniendo en cuenta sus propiedades térmicas, termo-mecánicas (*power cycling* y *thermal cycling*), propiedades eléctricas (rigidez dieléctrica y conductividad) y coste del material.
- El volumen, el peso y la fiabilidad son también factores determinantes para poder integrar con éxito la electrónica de potencia en el sistema de propulsión del VE.

La estructura de fabricación del módulo de potencia determina en gran medida las necesidades del sistema de refrigeración. La combinación de una técnica de unión eficaz, una buena tecnología de interconexión, así como un buen diseño térmico, termo-mecánico y eléctrico, asociado a la exitosa combinación de diferentes materiales, son factores cruciales para integrar con éxito el inversor de potencia en el sistema de propulsión del VE.

	Toyota Prius 2004	Toyota Prius III 2010	Nissan LEAF	HybridPack 1 >30kW	HybridPack 2 >80kW
Junction	Die Wire bonding (Al wires)	Die Ribbon wiring (Al)	Die Wire bonding (Al wires)	Die Al Wire bonding	Die Al Wire bonding /copper bondend termi
case	solder DBA Al AlN DBA Al	solder DBA Al AlN DBA Al	soldadura libre de plomo Placa de Cu-Mo soldadura libre de plomo Cu bar	Solder DBC Cu DBC Al2O3 DBC Cu	Solder DBC Cu DBC Al2O3 DBC Cu
sink	Solder Baseplate ZnO Thermal Paste Al cold plate	By brazing, soldadura fuerte No base plate (4) No TIM	No base plate No TIM, New HfCl sheet Cold plate	Solder Copper base plate Grasa térmica Al cold plate	Solder copper base plate with pin-fins No TIM No Cold plate.
	Ethylene-Glycol/Water coolant	Direct bond cooler, Cold plate	Cold plate		Refrigeración directa sobre base plate
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>No base plate.</li> <li>No capa TIM.</li> <li>Al Ribbon bond.</li> <li>El DBA directamente unido al cold plate</li> <li>Aumenta un 30% el rendimiento térmico.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>No base plate.</li> <li>No capa TIM.</li> <li>Nueva capa HfCl (Heat radiating and insulating sheet) con conductividad térmica mejorada.</li> <li>Placa de Cu-Mo Compensa la diferencias de CTE entre el bus bar y el die.</li> <li>Soldaduras libre de plomo. Reduce el fallo por fatiga térmica en las uniones por soldadura.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>No base plate.</li> <li>No capa TIM.</li> <li>Nueva capa HfCl (Heat radiating and insulating sheet) con conductividad térmica mejorada.</li> <li>Placa de Cu-Mo Compensa la diferencias de CTE entre el bus bar y el die.</li> <li>Soldaduras libre de plomo. Reduce el fallo por fatiga térmica en las uniones por soldadura.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>No capa TIM.</li> <li>No Cold plate.</li> <li>Refrigeración directa sobre base plate.</li> <li>Los pin fins sumergidos en el líquido refrigerante, reduce la R<sub>th</sub>.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>No capa TIM.</li> <li>No Cold plate.</li> <li>Refrigeración directa sobre base plate.</li> <li>Los pin fins sumergidos en el líquido refrigerante, reduce la R<sub>th</sub>.</li> </ul>
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>Base plate.</li> <li>La capa interpuesta entre el DBA y el cold plate reduce la conductividad térmica del módulo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Base plate.</li> <li>La capa interpuesta entre el DBA y el cold plate reduce la conductividad térmica del módulo.</li> </ul>			<ul style="list-style-type: none"> <li>Fabricación compleja del base plate con pin fins.</li> </ul>

- La técnica DLB reduce las pérdidas de potencia disminuyendo la resistencia del conexionado y la inductancia del módulo. Para aplicar esta técnica es necesario que la parte superior del die se puede soldar. Para ello tanto IR como Mitsubishi emplean la técnica SPM (Solderable from metal) que consiste en recubrir la parte superior del die con un metal soldable.
- Tecnología SKIN. Elimina las soldaduras y emplea la técnica de la sinterización como técnica de unión entre el chip y el sustrato.
- Los Cu plates permiten la transferencia de calor hacia los cold plates (cooling tubes) por ambas caras.

Figura 3.18. Avance de las tecnologías de ensamblado en los módulos de potencia de los VE.

Junction	Semicon SKIM 63/93	Módulo J1-Serie - Mitsubishi Electric	Semicon Skip 4	Toyota Lexus 600h
IGBT-die	Die Al Wire bonding	Die (SFM) (1) Cu Direct Lead Bonding. DLB	Die No wire bonding (SKIN Technology) (2)	Die (SFM) (1) Planar Cu plates. Gate by wire bonding
Die-attach	Sinterización (Skinner Technology)	Solder Lead (Pb)-free power module	Sinterización (Ag sintering)	Solder Lead (Pb)-free power module
case	DBC Cu DBC Al2O3/AlN DBC Cu	Cu T-FM Cu	DBC Cu DBC Al2O3/AlN DBC Cu	Cu Cu
sink	Por presión No base plate Pressure contact technology	Solder Lead (Pb)-free power module TIM Cold plate	Sinterización No base plate NoTIM Cold plate	Solder Lead (Pb)-free power module Doble TIM Cold plate
	Disipador Refrigerante	Permite la refrigeración a doble cara.	Permite la refrigeración a doble cara.	Permite la refrigeración a doble cara.
	Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>* No base plate.</li> <li>* Sinterización Ag entre el die y el DBC ( Skinner Technology).</li> <li>* Contactos por presión.</li> <li>* Conexiones libre de soldaduras.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* No wire bonding. Tecnología SKIN (2)</li> <li>* No base plate.</li> <li>* Sinterización Ag entre el die y el DBC ( Skinner Technology).</li> <li>* No base plate.</li> <li>* NoTIM</li> </ul> <p>Reduce la R<sub>th</sub> del módulo.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* No base plate.</li> <li>* Conexión planar con laminas de Cu. (3)</li> <li>* Permite la refrigeración a doble cara.</li> </ul>
	Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Necesita empaquetado para el conjunto del módulo.</li> <li>* Doble capa TIM . . .</li> <li>* Propiedades térmicas pobres del TCU</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>* Doble TIM</li> <li>* Ensamblado complejo, tanto eléctrica como térmicamente.</li> </ul>

(1) La técnica DLB reduce las pérdidas de potencia disminuyendo la resistencia del conexionado y la inductancia del módulo. Para aplicar esta técnica es necesario que la parte superior del die se puede soldar.

(2) Tecnología SKIN. Elimina las soldaduras y emplea la técnica de la sinterización como técnica de unión entre el chip y el sustrato.

(3) Los Cu plates permiten la transferencia de calor hacia los cold plates (cooling tubes) por ambas caras.

Figura 3.19. Avance de las tecnologías de ensamblado en los módulos de potencia de los VE.



## Capítulo 4

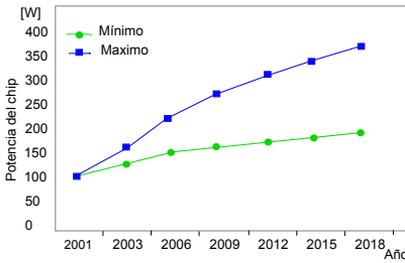
# Métodos de refrigeración asociados a los módulos de potencia del VE

### 4.1 Introducción

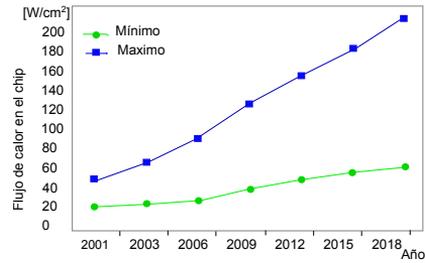
Los sistemas de refrigeración son los equipos responsables de evacuar el calor producido en el sistema de tracción del VE. Una mejora en el sistema de refrigeración supondrá una mejora en la eficiencia del sistema de propulsión. Los semiconductores empleados en tracción eléctrica (IGBT, MOSFETs y diodos) pueden llegar a alcanzar corrientes de 800 A. La manipulación de corrientes elevadas conlleva un aumento de las pérdidas de conducción y conmutación, que se transforman en calor y reducen el tiempo de vida del semiconductor.

El flujo de calor en los módulos convertidores de potencia asociados al VE es del orden de  $100\text{-}150\text{ W/cm}^2$  y se espera que aumente hasta los  $500\text{ W/cm}^2$  con el incremento de la densidad de corriente y la frecuencia de conmutación [81–84]. La figura 4.1 muestra que existe una tendencia del aumento de la densidad de corriente y el flujo de calor en los dispositivos semiconductores [4].

Si el flujo de calor es excesivo e incontrolado, disminuye considerablemente la eficiencia y la vida útil del dispositivo y puede conducir a la ruptura prematura del módulo si este no se refrigera de forma correcta [6, 61, 85]. Tal y como se indica en el capítulo anterior (figura 3.6(a)), la mayor causa de ruptura en los



(a) Tendencia en el incremento de la potencia disipada.

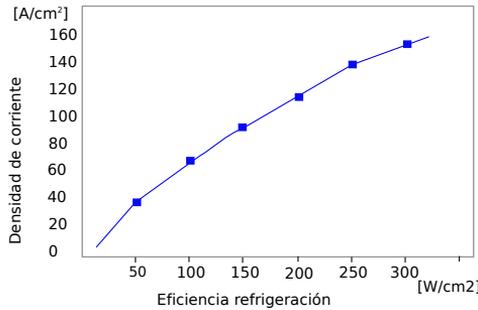


(b) Tendencia en el incremento del flujo de calor.

**Figura 4.1: Tendencia del aumento de la densidad de corriente y flujo de calor en los dispositivos semiconductores. Figura adaptada de [4].**

dispositivos semiconductores de potencia se debe a la temperatura.

Se ha demostrado que para inversores trifásicos con tecnología IGBT de 1.7 kV, si aumenta la capacidad de refrigeración de  $50 \text{ W/cm}^2$ , valor típico en disipadores enfriados por aire, a  $120 \text{ W/cm}^2$ , valor típico de la refrigeración con *cold-plate*, la densidad de corriente de salida del inversor puede aumentar de  $40 \text{ A/cm}^2$  a  $80 \text{ A/cm}^2$  [8]. La figura 4.2 muestra la corriente de salida del inversor en función de la eficiencia de la refrigeración.



**Figura 4.2: Corriente de salida del inversor en función de la eficiencia de la refrigeración. Figura adaptada de [8].**

Una vez expuesta la necesidad de los módulos de potencia de disipar calor, con el fin de mostrar sus principales características y asentar los conocimientos que ya se tienen de los sistemas de refrigeración, en este capítulo se clasifican y describen las diferentes tecnologías de refrigeración aplicadas a los módulos inversores de potencia.

La figura 4.3 muestra una clasificación de los diferentes sistemas de refrigeración.

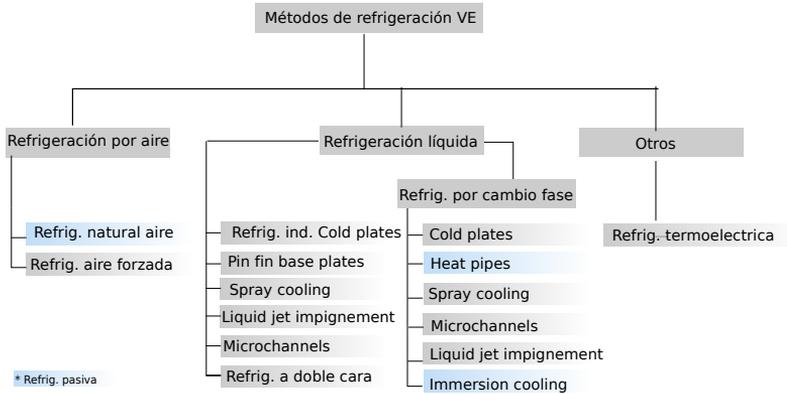


Figura 4.3. Métodos de refrigeración de módulos de potencia.

Si bien es cierto que no se tiene un preciso conocimiento sobre todos los desarrollos que se están llevando a cabo en toda la comunidad científica, se puede decir que a modo general los métodos de refrigeración estudiados se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Refrigeración por aire.
- Refrigeración líquida.
  - Refrigeración por ebullición o cambio de fase.
- Refrigeración termoelectrica.

Por otro lado, en cuanto al modo de inyección de refrigerante y la configuración constructiva del sistema, las técnicas de refrigeración también se pueden clasificar como técnicas de refrigeración activas y técnicas de refrigeración pasivas.

Las técnicas de refrigeración activas disponen de equipos de asistencia mecánica. Es necesario hacer circular el fluido (por medio de una bomba, compresor,...), y a su vez disponer de un medio de enfriamiento (intercambiador de calor) que ceda el calor absorbido al ambiente. Ofrecen una capacidad de refrigeración elevada, permiten controlar la temperatura y pueden refrigerar a temperaturas inferiores a la temperatura ambiente. No obstante, el empleo de asistencia mecánica hace que el sistema consuma más energía eléctrica, genere más ruido y disminuya la fiabilidad.

Al contrario que el anterior, las técnicas de refrigeración pasiva no requieren ningún equipo de asistencia mecánica. Sin embargo su capacidad de refrigeración es limitada y no permite refrigerar a temperaturas inferiores a la temperatura ambiente.

A continuación se describen cada uno de estos grupos y las clasificaciones internas que a su vez tiene cada uno de ellos.

## 4.2 Refrigeración por aire

A pesar de que hoy en día el esfuerzo en la investigación se centre en métodos de refrigeración más avanzados basados en la refrigeración líquida y en la refrigeración por cambio de fase, muchas aplicaciones dependen todavía de la refrigeración por aire. En términos generales, la refrigeración por aire se clasifica como: refrigeración por convección natural y radiación, y refrigeración por convección forzada de aire. A continuación se describen sus características.

### 4.2.1 Refrigeración por convección natural y radiación

Básicamente, cuando no se emplea ningún otro sistema de refrigeración, esta se lleva a cabo mediante una combinación entre la convección natural y la radiación. En los semiconductores de potencia refrigerados mediante disipadores de aire, es fundamental favorecer en lo posible la circulación de aire a través del objeto que se quiere refrigerar. En este sentido, la idea de aprovechar los grandes flujos de aire que se crean cuando el vehículo está en movimiento (a grandes velocidades) hacen que la investigación en esta tecnología a día de hoy siga avanzando [86–88].

Actualmente, en el mercado se pueden encontrar varios vehículos que se basan en esta tecnología. Ejemplo de ello son, el Honda Accord [89] o el Mini-E eléctrico [90]. Mitsubishi también ha desarrollado un inversor con dispositivos semiconductores basados en tecnología SiC y refrigerado por aire [91].

No obstante, hay que tener en cuenta las limitaciones que presenta. La refrigeración natural no es capaz de cumplir con las condiciones existentes (temperaturas ambientales excesivas, humedad, vibraciones y suciedad en el compartimento del motor entre otros) en la refrigeración de módulos empleados en aplicaciones de tracción como el VE. Además, cualquier disipador de calor refrigerado por aire diseñado para su aplicación en VE requiere una masa excesiva de aluminio, mucho más grande y pesado de lo que un VE convenientemente puede aceptar [11].

La figura 4.4 muestra un disipador de aire clásico con aletas empleado en la refrigeración de un módulo de potencia y, la figura 4.5 muestra el esquema correspondiente.



Figura 4.4. Disipador de aire con aletas finas de alto rendimiento [9].

Por otro lado, la figura 4.6 muestra la contribución a la resistencia térmica ( $R_{th}$ ) de cada una de las capas, donde se puede observar que el 80 % de la  $R_{th}$  se debe al propio disipador de aire. Por último, los trabajos [6, 88, 91–93] muestran diversas metodologías que abordan la optimización de los disipadores de calor refrigerados por aire en convección natural.

### 4.2.2 Refrigeración por convección forzada de aire

Dado que la capacidad del aire para la transferencia de calor por convección natural es reducida, a menudo se requiere forzar la circulación de aire para mejorar el proceso de disipación de calor. El aire es forzado a circular a través de la superficie del disipador gracias al uso de un ventilador, de ese modo se reduce la  $R_{th}$  y permite que se disipe más calor al exterior (ver figura 4.7).

En la convección forzada, la transmisión de calor se produce por el movimiento del aire. La principal diferencia que reside entre la convección natural y forzada es que en la convección natural el aire se mueve debido al cambio de densidad

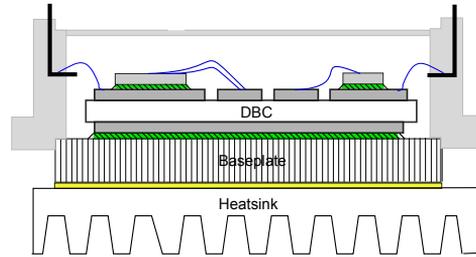


Figura 4.5: Esquema básico de un sistema refrigerado mediante disipador de aire.

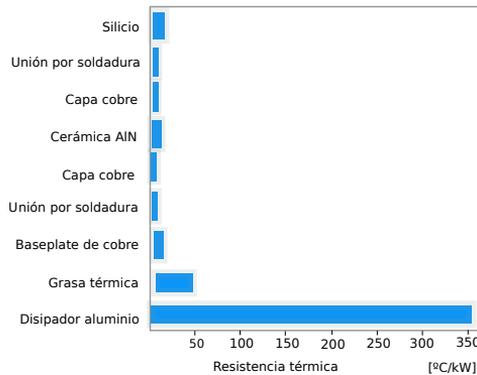


Figura 4.6: Distribución de la resistencia térmica en los módulos de potencia refrigerados por aire. Figura adaptada de [10].

y la fuerza gravitatoria y, en la forzada, lo mueve un ventilador que crea una diferencia de presión, teniendo la acción gravitatoria muy poca influencia.

Por otro lado, es necesario tener muy en cuenta la fiabilidad de los ventiladores a la hora de calcular la fiabilidad de los módulos de potencia. La tasa de fallo de estos suele ser elevada en comparación con el resto de los componentes normalmente utilizados [10].

En la actualidad existen métodos avanzados en la refrigeración por aire que aumentan considerablemente su rango de uso y que permiten mejorar la disipación de calor así como, los ventiladores piezoeléctricos, *Synthetic jet cooling* y *nanolightning*. Diversos estudios en este campo muestran la eficacia de estas tecnologías en la refrigeración de dispositivos microelectrónicos y de baja potencia

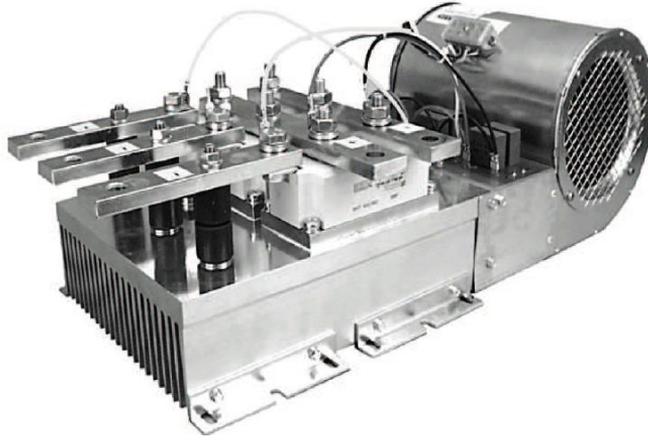


Figura 4.7: Módulo inversor de potencia refrigerado por convección de aire forzada.

[94–96].

### 4.3 Refrigeración líquida

Los métodos basados en la refrigeración líquida aumentan considerablemente la capacidad de disipar el calor [11]. La figura 4.8 muestra el coeficiente de transferencia de calor asociado a los distintos métodos de refrigeración.

Con el propósito siempre de reducir la  $R_{th}$  que existe entre el módulo de potencia y el fluido refrigerante, los estudios realizados analizan diversos conceptos:

- El área de contacto entre el refrigerante y el módulo de potencia.
- La generación de turbulencias en el refrigerante.
- La homogeneidad del enfriamiento de las superficies.
- Los gradientes de temperatura en el módulo de potencia.

Por otro lado, los métodos de refrigeración líquida se dividen en dos categorías: refrigeración líquida directa e indirecta.

- La refrigeración líquida directa es aquella en la que el refrigerante está en contacto directo con la superficie a enfriar. Elimina la interfaz térmica que tradicionalmente se emplea para mejorar la conductividad térmica entre la

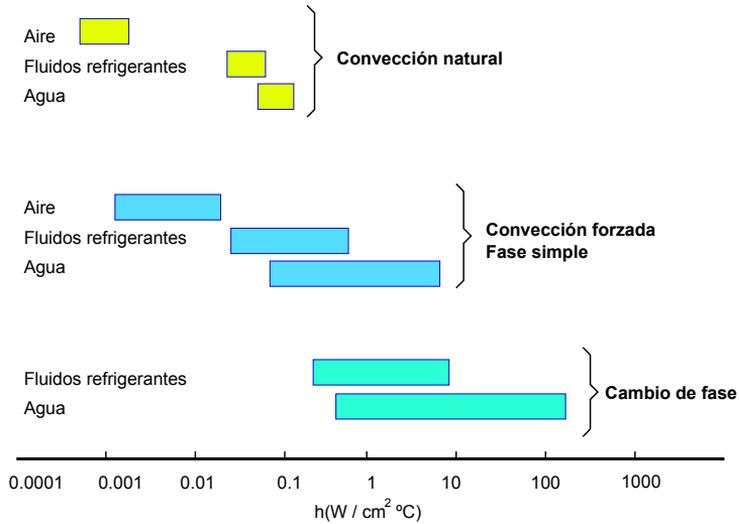


Figura 4.8: Coeficiente de transferencia de calor para distintos métodos de refrigeración. Figura adaptada de [11].

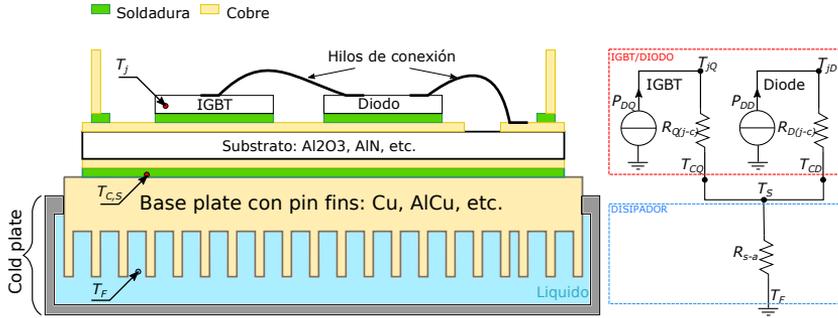
superficie posterior del módulo de potencia y el *cold plate* y de ese modo, permite que el refrigerante esté en contacto directo con la superficie a enfriar. Debido a que la capa TIM representa el 30 % - 50 % de la  $R_{th}$ , unión-refrigerante, la eliminación de esta capa permite aumentar el intercambio de calor con el exterior. Figura 4.9(a).

- Por el contrario en la refrigeración indirecta no hay contacto directo entre los componentes del módulo de potencia y el refrigerante. Figura 4.9(b).

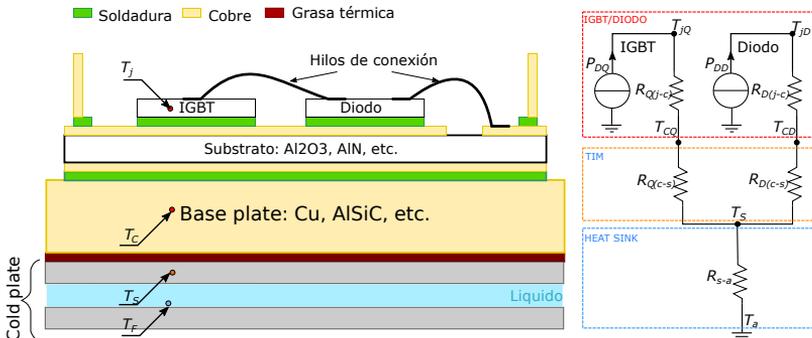
Asimismo, resulta importante señalar que dependiendo del tipo de refrigerante empleado los sistemas de refrigeración se pueden clasificar como:

- Sistemas de fase simple, utilizando agua o aceite como refrigerante, ya sea agua desionizada o mezcla de agua/glycol. La transferencia de calor se lleva a cabo por convección.
- Sistemas de dos fases, utilizando fluidos dieléctricos en caso de que haya contacto directo con los semiconductores, donde la transferencia de calor se lleva a cabo por ebullición o cambio de fase.

En estos últimos, el intercambio de energía sucede cuando el fluido refrigerante se encuentra en procesos de cambio de estado; absorción de energía térmica en



(a) Refrigeración líquida directa.



(b) Refrigeración líquida indirecta.

Figura 4.9. Refrigeración líquida directa e indirecta.

el proceso de evaporación de líquido a vapor, y liberación de calor en el proceso de condensación de vapor a líquido. Se ha dedicado el siguiente capítulo de la tesis íntegramente para exponer y asentar los conocimientos de la transferencia de calor por ebullición y cambio de fase y realizar una exposición de los métodos de refrigeración basados únicamente en esta tecnología, ya que el trabajo de investigación realizado se basa en esta tecnología.

Por otro lado, es también importante analizar ciertos conceptos referentes a los fluidos empleados en la refrigeración. Dependiendo de la aplicación en cada caso los fluidos requieren ciertas características generales:

- Buenas propiedades termo-físicas (alta conductividad térmica  $\lambda$  y alto calor específico  $c_p$ ; baja viscosidad; alto calor latente de vaporización para aplicaciones de refrigeración por cambio de fase)

- Baja temperatura de congelación y de solidificación.
- Alto punto de ebullición para refrigeración de fase simple. Por el contrario, para refrigeración por cambio de fase se requiere un punto de temperatura de ebullición bajo.
- Buena estabilidad térmica y química.
- Alto punto de inflamabilidad y de auto-ignición.
- El fluido no debe ser corrosivo.
- El coste del fluido no debe ser elevado para disminuir los costes de mantenimiento.
- Respetuoso con el medio ambiente (no tóxico y biodegradable).

La elección del refrigerante más apropiado para cada aplicación requiere un conocimiento exhaustivo de las características expuestas anteriormente. En cualquier caso, el fluido refrigerante debe ser compatible y debe cumplir con los requerimientos específicos de cada aplicación y rango de condiciones de trabajo. En la literatura técnica [10, 97–100], se analizan estas características y se comparan distintos tipos de refrigerantes para cada tipo de aplicación.

Asimismo el modo de inyección del refrigerante y la configuración constructiva del sistema (la caída de presión a través del él y el flujo de refrigerante) empleada sirven para distinguir los distintos métodos de refrigeración existentes en la actualidad. A continuación se describen varios de los métodos de refrigeración líquida existentes.

### 4.3.1 Refrigeración líquida indirecta por *Cold plates*

Los *cold plates* proporcionan un medio eficaz para la transferencia de calor entre el módulo de potencia y el líquido refrigerante, y permiten disipar grandes flujos de calor. El rendimiento se expresa en función de la  $R_{th}$  y depende de la estructura interna, del tipo de material empleado para su construcción y el fluido refrigerante [11, 86, 101, 102]. Se han desarrollado numerosos estudios que analizan la viabilidad de esta tecnología y de su posible aplicación en el campo del VE [100],[103].

La resistencia del *cold plate* se expresa como:

$$R_{thCP} = \frac{T_{cp} - T_{in}}{P_{tot}} = \frac{1}{h \cdot A}, \quad (4.1)$$

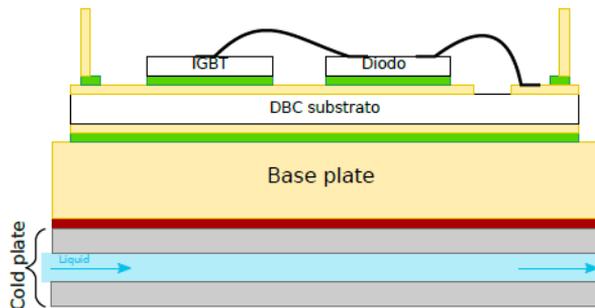
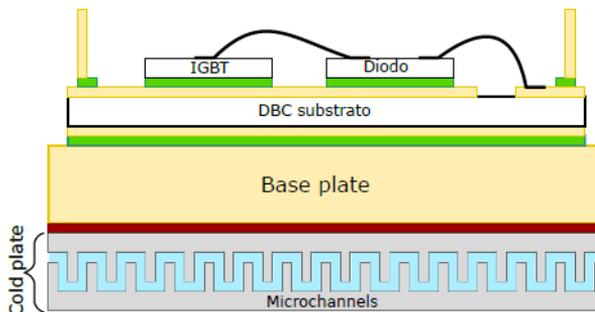
(a) *Cold plate* estándar.(b) *Cold plate* con microcanales.

Figura 4.10. Un módulo de potencia refrigerado por un *cold plate*.

donde,  $P_{tot}$  es el calor distribuido en la superficie del *cold plate*,  $T_{in}$  es la temperatura del fluido a la entrada del *cold plate*,  $T_{cp}$  es la temperatura media de la superficie del *cold plate*,  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor y  $A$  el área de superficie del *cold plate*. Por ello, atendiendo a la ecuación 4.1, para mejorar el rendimiento del *cold plate*, se puede aumentar el área de contacto del *cold plate* o aumentar el coeficiente de transferencia de calor.

En cuanto al modo de inyección de refrigerante y configuración constructiva, la implementación de un sistema refrigerado por *cold plates* requiere de un sistema cerrado de circulación (se trata pues de un sistema activo). Es necesario hacer circular el fluido (por medio de una bomba), y a su vez disponer de un medio de enfriamiento (intercambiador de calor) que ceda el calor absorbido al ambiente. En la figura 4.11 se muestra un esquema básico donde se pueden observar los

principales componentes que lo integran.

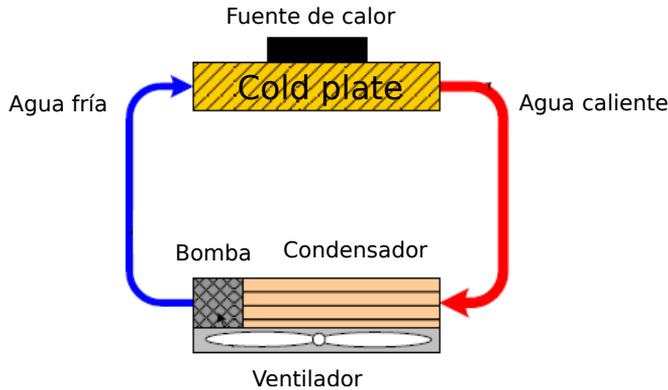


Figura 4.11: Esquema básico de un sistema refrigerado por agua de un dispositivo electrónico.

Dependiendo del fabricante y de la tecnología empleada, se pueden encontrar distintos tipos de *cold plates* con distintas geometrías [12]. Estas tecnologías en general se pueden clasificar como:

- *Formed Tubed cold plates, (FTCP)*. Están formados por tubos de cobre o acero inoxidable (en caso de que el fluido sea corrosivo) en forma de serpentín, sobre el que fluye el fluido refrigerante, insertados a presión en una placa de aluminio canalizado (en una o en ambas caras) (ver figura 4.12). Pueden ser diseñados prácticamente en cualquier forma o tamaño, y la trayectoria del fluido puede ser diseñada para obtener un rendimiento térmico óptimo. No obstante, es uno de los diseños más simples de *cold plates* y comparando con otras tecnologías la capacidad de refrigeración no es elevada. Por ello su uso se limita a aplicaciones de baja potencia.



Figura 4.12. *Cold plate* con tecnología FTCP [12].

- *Deep Drilled cold plates, (DDCP)*. Se fabrican mediante la perforación de un agujero en una placa de aluminio, e insertando y expandiendo en él un tubo de cobre o acero inoxidable (en caso de que el fluido sea corrosivo) (ver figura 4.13). De este modo se consigue un *cold plate* de doble cara que permite ser roscado o perforado en cualquier superficie.

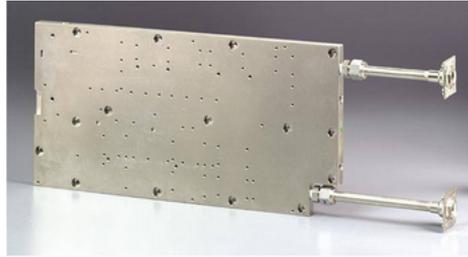


Figura 4.13. Un cold plate con tecnología DDCP [12].

- *Machined channel cold plates, (MCCP)*. Esta tecnología consiste en dos placas unidas metalúrgicamente con múltiples canales en su interior (ver figura 4.14). Los canales se perforan en la placa inferior (en la cavidad del líquido bajo la superficie de montaje) y su diseño varía dependiendo del flujo de calor. En este sentido, los canales proporciona una gran superficie de transferencia de calor y añaden turbulencia al fluido refrigerante disminuyendo la resistencia térmica.



Figura 4.14. Cold plate con tecnología MCCP [12].

- *Pocketed folded-fin cold plates, (PFCP)*. Con este tipo de tecnología se consiguen los diseños con mejores características térmicas y mayores rendimientos. Este diseño presenta una extrusión de aluminio o cobre con múltiples microcanales internos (ver figura 4.15). El diseño de microcanales proporciona una gran área de superficie de contacto y una superficie de montaje delgada que disminuye la resistencia térmica. El refrigerante fluye a través de toda la superficie y ofrece una uniformidad térmica excelente.



Figura 4.15: Tipo de canales integrados en un cold plate con tecnología PFCP [12].

En la referencia [104] se analizan las características de cada una de las tecnologías. Asimismo, en [105] se realiza una comparativa entre diferentes soluciones de refrigeración que emplean *cold plates* y se muestran las características positivas y negativas de cada solución.

Otro factor importante a tener en cuenta, es el uso de materiales de interfaz térmica que se interponen entre la cápsula y el *cold plate*. Los materiales de interfaz térmica pueden ser de distintos tipos: compuestos térmicos (grasas), almohadillas térmicas, materiales de cambio de fase (PCM, *Phase Change Material*), adhesivos conductores térmicos, y pueden ser o no ser conductoras de electricidad [106, 107].

La resistencia térmica del TIM se expresa como:

$$R_{TIM} = \frac{L}{A_m \cdot k} + R_{ct} + R_{ts}, \quad (4.2)$$

donde,  $k$  es su conductividad térmica,  $L$  es su espesor,  $A_m$  es su área,  $R_{ct}$  y  $R_{ts}$  son las resistencias térmicas de las uniones con las dos superficies de contacto. La figura 4.16 muestra una comparación de la resistencia térmica de los distintos tipos de TIM [13].

### 4.3.2 Método basado en *pin fins*

El método basado en *pin fins*, consiste en un *base plate* (fabricado con materiales con coeficientes de dilatación térmica adaptados como el AlSiC o AlC) donde la superficie posterior es de forma de aletas o *pin fins* (amplia variedad de geometrías, en forma de diamante, circulares, elípticas, etc, que afectan al flujo turbulento del refrigerante) y se monta sobre una cavidad (*bathtub*) que contiene las conexiones de entrada y salida para el líquido refrigerante. Permite el contacto directo entre el fluido y la superficie del *base plate* y aumenta el intercambio de calor. La figura 4.17 muestra una *base plate* de este tipo.

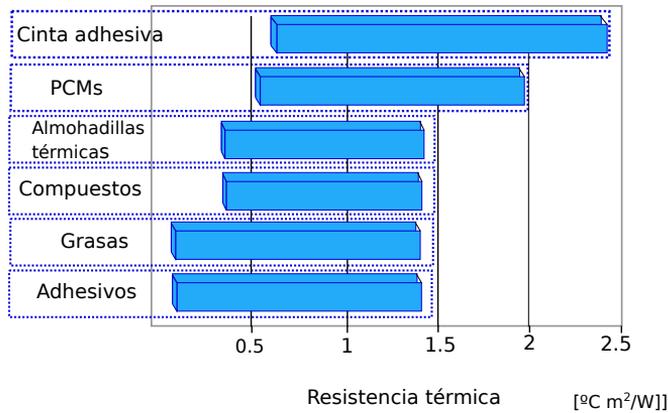


Figura 4.16: Comparación de la resistencia térmica para distintos tipos de TIM. Figura adaptada de [13].

Este método conlleva una fabricación simple, caídas de presión bajas y grandes flujos de refrigerante. La desventaja principal es el gradiente de temperatura que se obtiene en la superficie a enfriar.

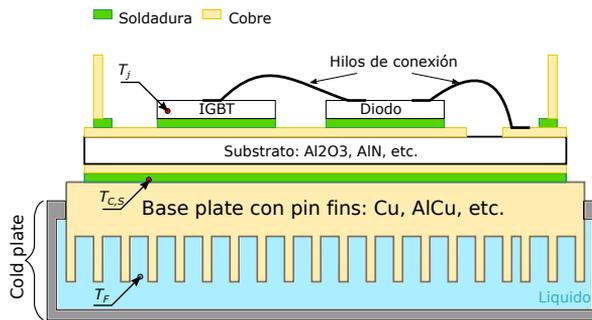


Figura 4.17. Módulo de potencia con un base plate con *pin fins*.

En este contexto, la tecnología *HybridPACK2* desarrollada por Infineon [108] e implementada para su uso en módulos de potencia asociados al sistema de propulsión de los VE, ha apostado por la refrigeración directa en *base plate* de *pin fins*. Asimismo, en [109] se muestra las mejoras que ofrece esta tecnología.

### 4.3.3 *Spray cooling*

El *spray cooling* es una tecnología muy atractiva en aplicaciones donde es necesario disipar altos flujos de calor. Se consiguen coeficientes de transferencia de calor muy elevados con relativamente bajo caudal de refrigerante lo que permite diseñar sistemas de refrigeración compactos y ligeros [110]. El *spray cooling* pulveriza el líquido refrigerante convirtiéndolo en gotas finas que inciden de forma individual sobre el área de superficie a enfriar tal y como se puede observar en la figura 4.18. El enfriamiento se consigue mediante una combinación de técnicas; por una parte el intercambio de calor por convección entre el líquido refrigerante y la superficie caliente y por otra la transferencia debida al calor latente de vaporización del fluido. Esta técnica consigue mantener a las superficies expuestas al entorno del líquido-vapor dentro de un rango de temperaturas próximas a la temperatura de saturación del fluido. La pulverización reduce los requerimientos de velocidad del flujo pero requiere de una alta presión en la boquilla del pulverizador.

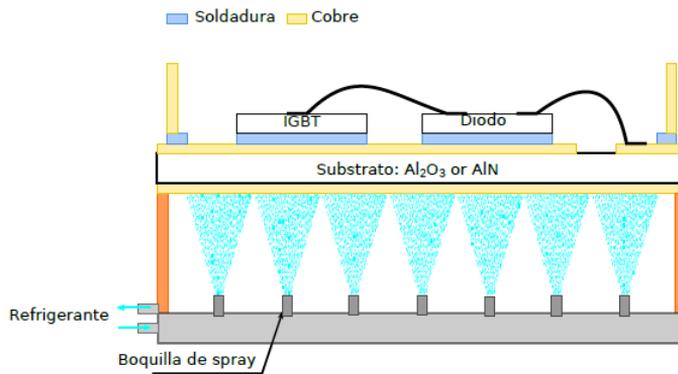


Figura 4.18. Esquema de un módulo de potencia refrigerado por *spray cooling*.

En este contexto, el *National Renewable Energy Laboratory (NREL)* ha desarrollado un sistema basado en esta tecnología [82]. El esquema de refrigeración implementado consigue disipar flujos de calor de entre  $150\text{-}200\text{ W/cm}^2$ . Asimismo, en [100, 111–114] se reafirma la capacidad de refrigeración de esta tecnología y de su aplicación en el VE.

#### 4.3.4 Jet impingement cooling

El *liquid jet impingement cooling* es también una tecnología muy atractiva en aplicaciones donde es necesario disipar altos flujos de calor.

Se consiguen coeficientes de transferencia de calor muy elevados con relativamente bajos caudales. Es similar al *spray cooling*, pero se realiza con una caída de presión menor en la boquilla del pulverizador y un flujo de refrigerante mayor. En este sentido, en comparación con el *spray cooling*, la dinámica del fluido es más simple, reduce el nivel de ruido y reduce la posible obstrucción de la boquilla del spray [81]. La figura 4.19 muestra ambos métodos.

*Danfoss Silicon Power* ha desarrollado un sistema llamado “*ShowerPower*” que se fundamenta en esta técnica (ver figura 4.20). Las boquillas guían al líquido refrigerante a lo largo del *base plate* del módulo a través de celdas de refrigeración expuestas en paralelo y otra serie de boquillas permiten la salida del refrigerante antes de que este recorra una larga distancia. Las boquillas de entrada están conectadas a un colector común y las de salida están también conectadas a otro colector común. Ambos colectores están conectados al mismo conector del *bathtub*. De este modo se eliminan los gradientes de temperatura que se dan en el *base plate* y se permite enfriar homogéneamente grandes módulos de potencia, facilitando la colocación en paralelo de muchos chips de potencia y mejorando su vida útil [14]. Este concepto permite también la refrigeración adaptada, es decir, si hay puntos calientes que necesitan más atención, basta con diseñar los canales de refrigeración de forma individual.

Asimismo, en la actualidad se han realizado numerosos estudios que analizan los parámetros más importantes a tener en cuenta en esta tecnología (velocidad de inyección del chorro, ángulo de impacto, distancia entre la boquilla y la superficie a enfriar, niveles de turbulencia, propiedades del fluido, cambio de fase,...) y reafirman la capacidad de refrigeración y su posible aplicación en el campo del VE [87, 115–117].

#### 4.3.5 Microcanales

Los microcanales (*microchannels*) proporcionan un medio eficaz para la transferencia de calor entre el módulo de potencia y el líquido refrigerante, y permiten eliminar grandes flujos de calor. El refrigerante fluye a través de toda la superficie y ofrece una uniformidad térmica excelente.

En la actualidad se han realizado numerosos estudios que analizan los parámetros más importantes a tener en cuenta en esta tecnología (la geometría de los canales

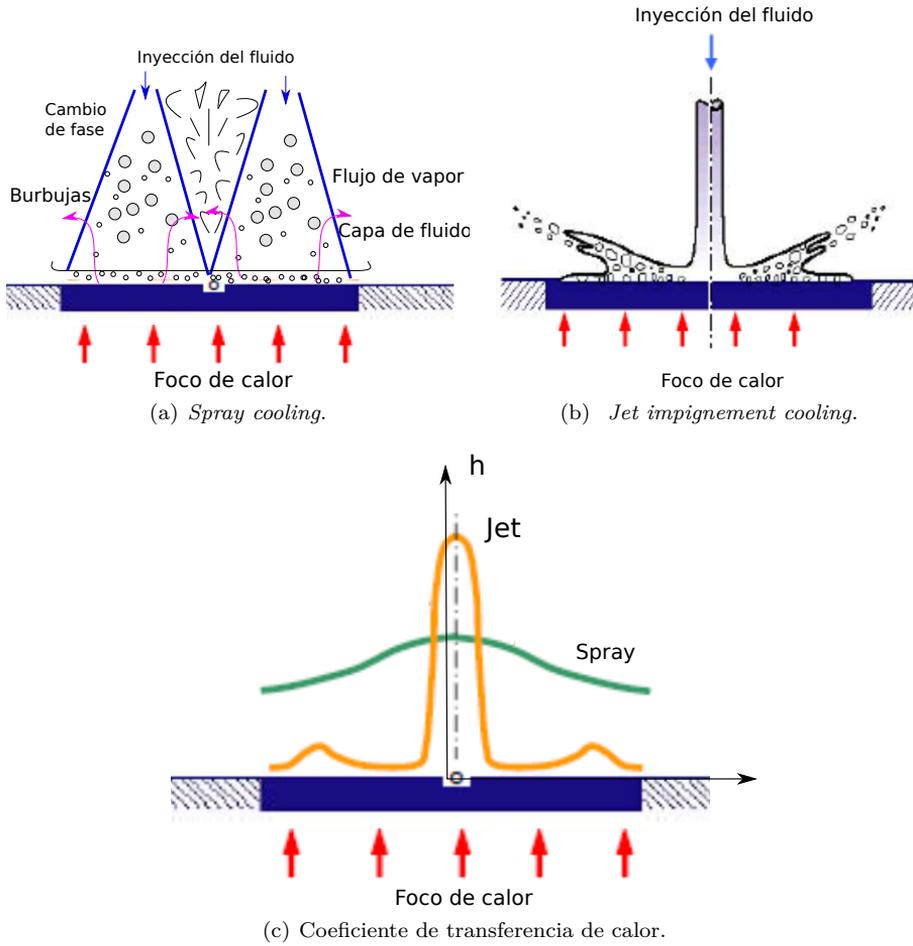


Figura 4.19. Refrigeración por *spray cooling* y *jet impingement cooling*.

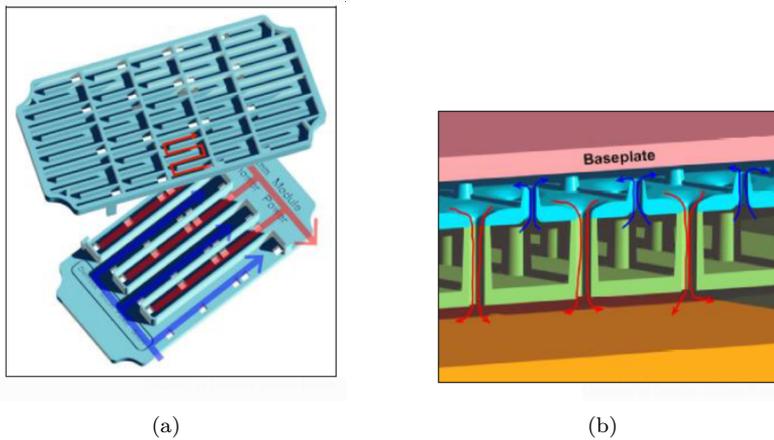


Figura 4.20. Sistema *Shower Power* desarrollado por *Danfoss Silicon Power* [14].

internos, el material empleado, el tipo de fluido refrigerante, su caudal, el cambio de fase, la caída de presión, la capacidad de disipar el calor, etc) [103, 118–122]. En este sentido, [123] desarrolla una revisión donde se analizan y comparan los resultados obtenidos por diferentes estudios que se basan en la refrigeración por microcanales.

En este contexto, la empresa alemana Curamik ha desarrollado un nuevo concepto de refrigeración por microcanales donde los canales de refrigeración están integrados directamente en el interior del DBC.

Se realiza insertando entre las dos capas de sustrato DBC varias laminas de cobre que cuentan con diferentes patrones de agujeros, que, cuando se apilan y se unen entre sí, forman canales internos. Las láminas son perforadas de tal manera que los agujeros se compensan entre sí. Debido a la compensación de la pila de laminas de cobre, se crea un flujo turbulento (incluso a una tasa de flujo de refrigerante bajo) que asegura una buena transferencia de calor desde el componente que está siendo enfriado al líquido refrigerante. De esta manera, se puede lograr un buen efecto de enfriamiento, con una caída de presión relativamente baja y poco refrigerante. En la capa de sustrato DBC inferior se encuentran las aberturas para la entrada y salida del refrigerante [15][124] tal y como muestran las figuras 4.21(a) y 4.21(b).

Basándose también en la refrigeración por microcanales otros estudios realizados incluyen los microcanales en el interior del *base plate* consiguiendo también buenos resultados [101].

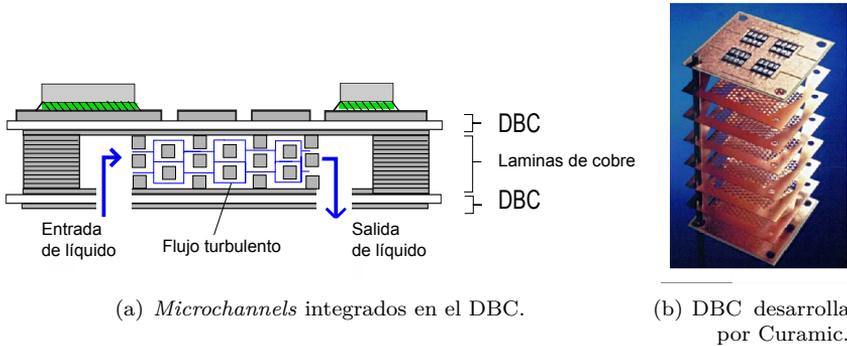


Figura 4.21: Método de refrigeración por *microchannels*. Figuras adaptadas de [15].

### 4.3.6 Refrigeración a doble cara

La refrigeración a doble cara (*double side cooling*) permite que el calor se disipe por ambos lados del semiconductor y consigue una reducción adicional de la resistencia térmica y del tamaño del módulo. Requiere un nuevo método de montaje donde se elimina el cableado de interconexión. Los dispositivos semiconductores se ensamblan entre dos sustratos DBC y permiten las interconexiones dentro del dispositivo de potencia [125].

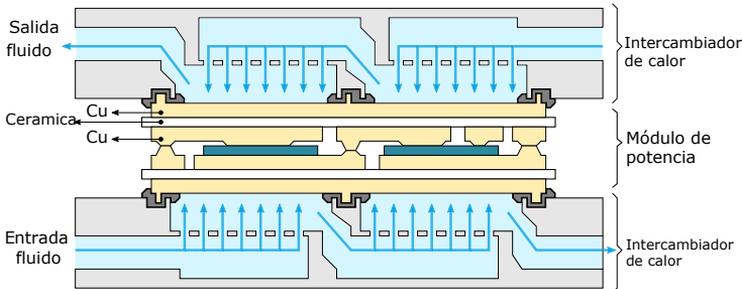


Figura 4.22: Estructura básica de la refrigeración de doble cara. Figura adaptada de [16].

Denso Corporation en cooperación con las universidades de Cambridge, Nottingham y Oxford [17] ha desarrollado un módulo, donde los chips se ensamblan entre dos sustratos DBC y permiten las interconexiones dentro del circuito de potencia. Las uniones entre el chip y el sustrato y entre sustrato-sustrato se realizan por soldadura. La refrigeración se lleva a cabo por medio del método *jet impinge-*

ment donde los chorros inciden directamente sobre los dos lados del “sandwich” y permiten que el calor se disipe por ambos lados. En [17] se presenta en detalle la estructura de este tipo de ensamblado. En la figura 4.23 se muestra la solución presentada por Denso. Otro montaje similar ha sido desarrollado por Fraunhofer Institute IZM [70].

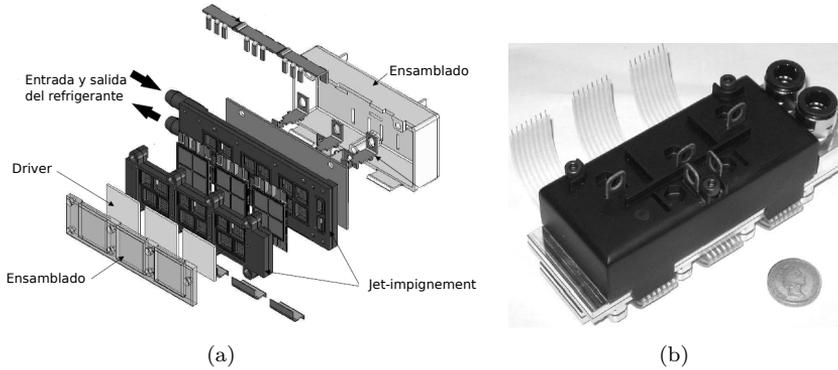


Figura 4.23. Diseño de un módulo de potencia desarrollado por Denso [17].

Semikron por su parte ha desarrollado el Módulo SKiN. Este diseño combina varias tecnologías. Por una parte emplea la refrigeración de doble cara permitiendo que el calor se disipe por ambos lados del semiconductor, y por otra elimina las soldaduras y emplea la técnica de sinterización como técnica de unión en chip y el sustrato [74],[18]. Los chips son sinterizados por ambas caras. El lado posterior es sinterizado a una placa base flexible especial, y la cara inferior es sinterizada a un sustrato DCB convencional. La estructura completa es sinterizada a un disipador de calor diseñado con *pin-fins*. Así pues, el módulo presenta un volumen reducido y una excelente resistencia térmica. La figura 4.24 muestra un módulo SKiN finalizado.

En este contexto, Toyota junto con Denso han desarrollado también un nuevo concepto de la refrigeración líquida de doble cara que permite el apilamiento de distintos módulos en una única estructura. El concepto es similar al empleado por otros fabricantes como International Rectifier (con su propia tecnología CoolIR) [19] y AB-Mikroelektronik [126]. En la figura 4.25 se muestra el módulo de potencia del Toyota Lexus LS600 basado en este nuevo concepto.

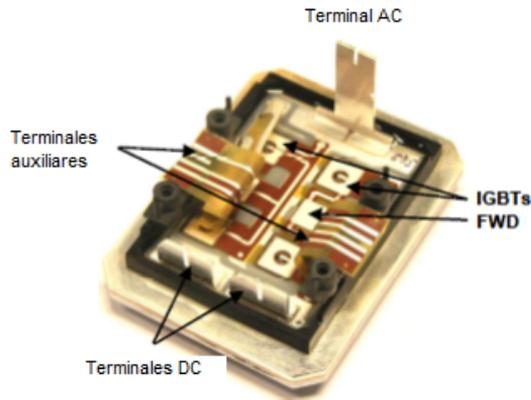


Figura 4.24. Foto de un módulo de 400A, 600V dual IGBT SKiN [18].

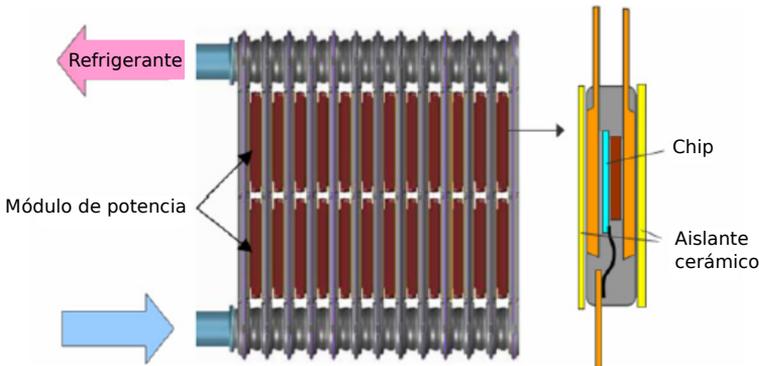
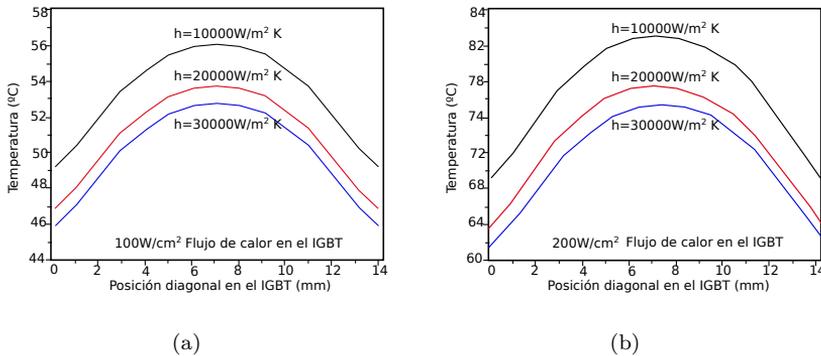


Figura 4.25: Módulo con refrigeración a doble cara desarrollado por Toyota. Figura adaptada de [19].

## 4.4 Refrigeración termoeléctrica

Las soluciones expuestas en los apartados anteriores, refrigeración por *cold plates*, *spray cooling*, *jet impingement*, *microchannels*, son soluciones que permiten disipar altos flujos de calor y que oponen baja resistencia térmica. No obstante, debido a que la refrigeración se aplica en la superficie del DBC y que el diseño térmico se centra en la refrigeración del módulo de potencia global, no son capaces de eliminar las diferencias de temperatura que presenta cada semiconductor de

manera individual. En este sentido, [20] realiza un estudio donde se comprueba que para un rango de flujo de calor entre  $100\text{-}200\text{ W/cm}^2$ , variando el coeficiente de transferencia de calor entre  $10000\text{-}30000\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  y sobre un *cold plate* con una temperatura de fluido de  $30\text{ }^\circ\text{C}$  el perfil de temperaturas en la diagonal de un semiconductor es el que se muestra en la figura 4.26.



**Figura 4.26:** Perfil de temperatura en la diagonal de un IGBT para distintos flujos de calor: a)  $100\text{ W/cm}^2$ , b)  $200\text{ W/cm}^2$ . Figura adaptada de [20].

Es interesante resaltar que el aumento del coeficiente de transferencia de calor reduce la temperatura del semiconductor, pero no influye en su distribución y aún mejorando la capacidad de refrigeración del *cold plate* no se consigue suprimir el perfil parabólico y la no uniformidad de la temperatura del semiconductor. En este sentido, desde el punto de vista del diseño eléctrico, predicción de fallos, estrés térmico y fiabilidad del semiconductor, es deseable mantener la temperatura del semiconductor lo más uniforme posible. Es por todo esto, que la refrigeración termoeléctrica (TE) resulta atractiva ya que permite la isothermalización del semiconductor de potencia.

Los refrigeradores termoeléctricos se basan en el efecto Peltier, Seebeck y Thomson. Cuando se hace circular una corriente a través de un dispositivo termoeléctrico convenientemente configurado, el calor es transportado de un lado del dispositivo al contrario [4]. La figura 4.27 muestra el diagrama simplificado de un sistema basado en la refrigeración termoeléctrica.

En [20] se propone una solución híbrida que combina la refrigeración líquida con *cold plate* y la refrigeración TE en estado sólido. El *cold plate* se emplea para refrigerar el módulo de manera global, y el TE embebido se emplea para garantizar la uniformidad de la temperatura en el semiconductor (ver figura 4.28).

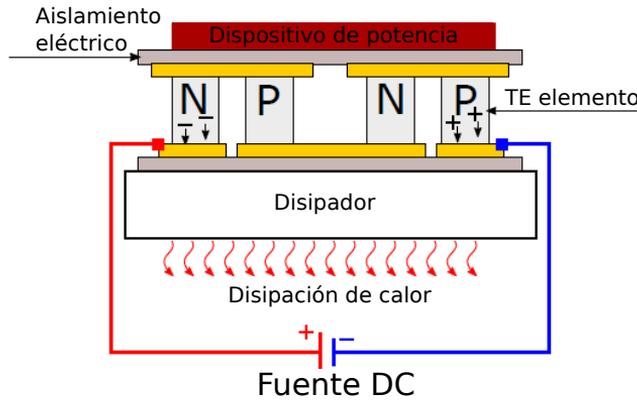


Figura 4.27. Diagrama de un sistema de refrigeración termoeléctrico.

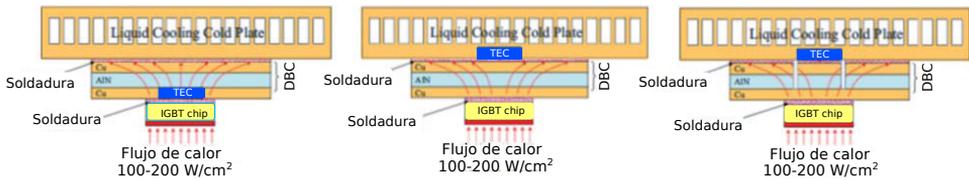


Figura 4.28: Sistema híbrido diseñado para mantener la temperatura del IGBT uniforme. Figura adaptada de [20].

## 4.5 Conclusiones

En este capítulo se ha realizado un profundo estudio de los diferentes métodos de refrigeración de los módulos inversores de potencia. Se han presentado, clasificado y comparado las diferentes tecnologías de refrigeración. Las conclusiones que se han obtenido son:

- La densidad de potencia exigida a los módulos inversores de potencia en el VE y la necesidad de evacuar grandes flujos de calor hacen que los métodos más convencionales como la refrigeración natural o la refrigeración por convección forzada de aire, requieran disipadores de calor voluminosos y pesados para su empleo en el VE. No obstante, la idea de aprovechar los grandes flujos de aire que se crean cuando el vehículo está en movimiento

(a grandes velocidades) hacen que la investigación en esta tecnología a día de hoy siga avanzando.

- La investigación se centra en métodos basados en la refrigeración líquida y en la refrigeración por ebullición o cambio de fase. El propósito principal de estos métodos es reducir la resistencia térmica que existe entre el módulo de potencia y el fluido refrigerante.
- La refrigeración líquida directa permite que el refrigerante esté en contacto directo con la superficie a enfriar y por ello aumenta el intercambio de calor con el exterior.
- El *spray cooling* y el *jet impingement cooling* desarrollan también otro enfoque diferente de la refrigeración directa. Consiguen coeficientes de transferencia de calor muy elevados con relativamente bajo caudal de refrigerante y permiten diseñar sistemas de refrigeración compactos y ligeros.
- La refrigeración a doble cara, también se presenta como solución. Permite que el calor se disipe por ambos lados del semiconductor y consigue una reducción adicional de la resistencia térmica y del tamaño del módulo.
- La refrigeración termoeléctrica, permite la isotermaización del semiconductor de potencia. Sin embargo, no garantiza la uniformidad de la temperatura en el módulo de potencia de manera global.

Una vez expuestas las virtudes y carencias de los distintos métodos de refrigeración, en el siguiente capítulo se analizan los fundamentos teóricos de la transferencia de calor por ebullición y cambio de fase, asimismo se realiza una exposición de los métodos de refrigeración basados en esta tecnología. Estos métodos, ofrecen ventajas considerables en comparación con los sistemas de fase simple vistos hasta el momento, sin embargo, la física asociada al proceso de cambio de fase es complicada y dificulta su implementación en la refrigeración de los módulos de potencia en el VE.

Esta tesis pretende dar solución a dicho problema diseñando un sistema de refrigeración basado en esta tecnología y aportando información, sobre cómo aplicar la refrigeración por cambio de fase de manera eficaz y eficiente en la gestión térmica de un módulo de electrónica de potencia.



# Capítulo 5

## La refrigeración por cambio de fase

### 5.1 Introducción

En el capítulo precedente, se han analizado diferentes tecnologías de refrigeración aplicadas a los módulos de potencia. Tras estudiar las ventajas y desventajas de cada una de las tecnologías, se ha llegado a la conclusión de que para obtener una mayor capacidad de enfriamiento, se debe aumentar el coeficiente de transferencia de calor que existe entre la superficie a enfriar y el fluido refrigerante.

En el caso de la refrigeración por cambio fase, debido al alto calor latente absorbido durante la vaporización del fluido, el coeficiente de transferencia de calor asociado es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección (natural o forzada) que se relacionan con una sola fase (ver figura 4.8). Debido a ello, ofrece la capacidad de disipar cantidades de calor mucho mayores manteniendo las temperaturas de los dispositivos en niveles aceptables.

En este contexto, el presente capítulo pretende abordar los siguientes objetivos:

1. Estudiar en detalle los fundamentos teóricos de la transferencia de calor por cambio de fase a fin de establecer un conocimiento sólido que sirva como base para el diseño de un sistema de refrigeración basado en esta tecnología.
2. Conocer el estado actual de los métodos de refrigeración basados en la transferencia de calor por cambio de fase para poder identificar posibles

puntos débiles a ser investigados.

3. Analizar las ventajas y desventajas de las tecnologías de refrigeración por cambio de fase en el VE.

## 5.2 Fundamentos teóricos

Existen tres mecanismos básicos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación (ver anexo A). La conducción y la convección son semejantes, ambos requieren la presencia de un medio material, pero difieren en que la convección requiere la presencia de fluidos en movimiento. Asimismo, la ebullición y la condensación se consideran formas de transferencia de calor por convección.

En convección, el movimiento del fluido mejora la transferencia de calor. Cuanto mayor es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor. Por otro lado, la transferencia de calor por convección depende en gran medida de las siguientes propiedades: viscosidad dinámica,  $\mu$ , conductividad térmica,  $\kappa$ , densidad,  $\rho$  y el calor específico del fluido,  $c_p$  así como de la velocidad del fluido,  $v$ . También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido (el que sea laminar y turbulento). A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de enfriamiento de Newton:

$$q_{conv} = h(T_s - T_\infty), \quad (5.1)$$

$$Q_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty), \quad (5.2)$$

donde,  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ),  $A_s$  es el área de superficie de transferencia de calor ( $m^2$ ),  $T_s$  es la temperatura de la superficie ( $^\circ C$ ) y  $T_\infty$  es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie ( $^\circ C$ ).

El coeficiente de transferencia de calor por convección varía a lo largo de la dirección del flujo. En este sentido, el coeficiente medio de transferencia de calor por convección para una superficie se determina al promediar de manera adecuada los coeficientes locales sobre toda la superficie.

Asimismo, en los estudios sobre convección, es habitual eliminar las dimensiones de las ecuaciones y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adi-

mensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. En este sentido, se define el número de Nusselt como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección y se expresa como:

$$q_{conv} = h \cdot \Delta T, \quad (5.3)$$

$$q_{cond} = k \frac{\Delta T}{L}. \quad (5.4)$$

Al dividir ambas ecuaciones se obtiene:

$$\frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h \cdot \Delta T}{k \cdot \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h \cdot L}{k} = Nu. \quad (5.5)$$

Por lo tanto, el número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección.

### 5.2.1 Fundamentos de la ebullición

La ebullición se considera una forma de transferencia de calor por convección. No obstante, en este caso, a diferencia de lo que ocurre en otras formas de convección (natural o forzada) de fase simple, se produce el cambio de fase del fluido de líquido a vapor. Es decir, cuando un líquido se pone en contacto con una superficie a una temperatura mantenida,  $T_s$ , superior a la temperatura de saturación del líquido,  $T_{sat}$ <sup>1</sup>, el líquido cambia de fase y se presenta la ebullición. El proceso se caracteriza por la rápida formación de burbujas de vapor que se separan de la superficie cuando alcanzan cierto tamaño y presentan la tendencia a elevarse hacia la superficie libre del líquido.

Habitualmente, el coeficiente de transferencia de calor  $h$  asociado a la ebullición y al cambio de fase es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección (forzada o libre) que se relacionan con una sola fase. No obstante la física asociada a los procesos de convección de dos fases resulta

---

<sup>1</sup>La temperatura de saturación o punto de ebullición de una sustancia es la temperatura a la cual la presión de vapor del líquido es igual a la presión que rodea al líquido y el líquido cambia de fase y se transforma en vapor. La temperatura de saturación de un líquido varía en función de la presión que lo rodea [21].

mucho más difícil de comprender. La tensión de superficie y otras fuerzas que no tienen importancia en la convección de fase simple juegan un rol importante en los procesos de ebullición y condensación.

El análisis de la transferencia de calor en ebullición depende de:

- El calor latente de vaporización. Esta propiedad define el poder de absorción de calor del fluido.
- La tensión superficial en la interfase líquido-vapor.
- Las propiedades termodinámicas del fluido  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\kappa$ ,  $c_p$  en cada fase (líquida o vapor).

Al considerarse una forma de convección, el flujo de calor en la ebullición se expresa también con base en la ley del enfriamiento de Newton:

$$q_{ebullicion} = h(T_s - T_{sat}) = h \cdot \Delta T_{exc}, \quad (5.6)$$

donde,  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ),  $T_s$  es la temperatura de la superficie ( $^\circ C$ ),  $T_{sat}$  es la temperatura de saturación del líquido ( $^\circ C$ ) y  $\Delta T_{exc}$  es la temperatura en exceso ( $^\circ C$ ). Esta última representa la diferencia que existe entre la  $T_s$  y la  $T_{sat}$ .

Por otro lado, la ebullición se clasifica como:

- Ebullición en estanque o ebullición de fluidos estacionarios (*pool boiling*) análoga a la convección natural donde no existe ningún mecanismo externo que provoque el movimiento del fluido. El movimiento se debe a la diferencia de densidad entre líquido y vapor.
- Ebullición en flujo o ebullición en convección forzada (*flow boiling*), análoga a la convección forzada, depende de la presencia de movimiento del fluido.

Asimismo, tanto la ebullición en flujo como la ebullición en estanque dependiendo de la temperatura del fluido, se clasifican como ebullición subenfriada y ebullición saturada. Se dice que la ebullición es subenfriada cuando la temperatura del fluido está por debajo de la temperatura de saturación  $T_{sat}$  (es decir, el líquido está subenfriado) y es saturada cuando la temperatura de líquido es igual a  $T_{sat}$  (es decir, toda la masa del líquido está saturada).

Además, dependiendo del valor de la  $\Delta T_{exc}$ , la ebullición toma diferentes formas. En este sentido, se observan 3 regímenes diferentes de ebullición: ebullición nucleada (*nucleate boiling*), ebullición de transición o convectiva (*convective boiling*) y ebullición en película (*film boiling*).

A continuación se explican los diferentes regímenes de ebullición.

### 5.2.2 *Pool boiling* o ebullición en estanque

La ebullición en estanque o ebullición de fluidos estacionarios es análoga a la convección natural donde no existe ningún mecanismo externo que provoque el movimiento del fluido. El movimiento se debe a la diferencia de densidad que existe entre líquido y vapor.

En la figura 5.1 se muestran los regímenes sobre la curva de ebullición, la cual es una gráfica del flujo de calor en la ebullición en función de la temperatura en exceso (diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación del fluido). La forma específica de la curva depende de la combinación de materiales en la superficie de calentamiento del fluido y de la presión de este último, pero es prácticamente independiente de la configuración geométrica de dicha superficie.

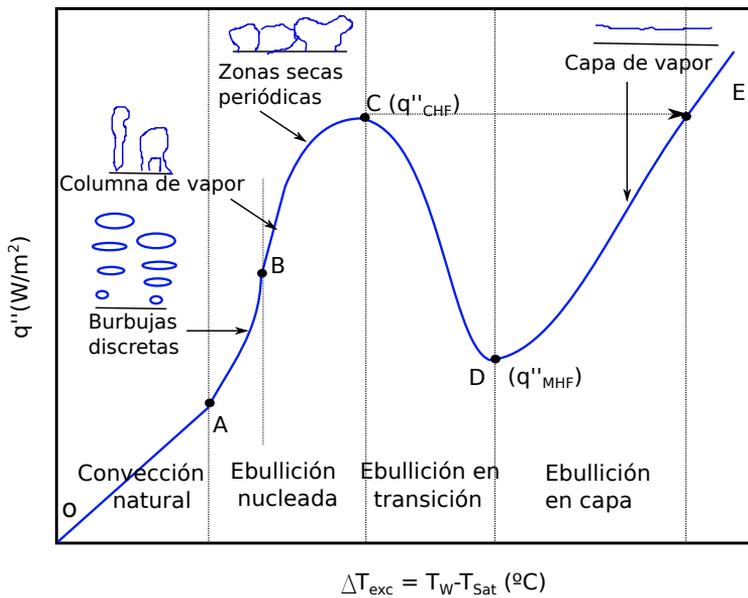


Figura 5.1: Curva de ebullición y mecanismos de transferencia de calor en *pool boiling*.

En la gráfica se observan 4 regímenes diferentes de ebullición: ebullición en convección natural, ebullición nucleada, ebullición en transición y ebullición en película.

### 5.2.2.1 Ebullición en convección natural (hasta el punto A sobre la curva de ebullición)

Una sustancia pura a una presión específica empieza a hervir cuando alcanza la temperatura de saturación a esa presión. Pero en la práctica no se ven burbujas formándose sobre la superficie de calentamiento hasta que el líquido se calienta unos grados más que la temperatura de saturación. Por lo tanto, en este caso, el líquido está ligeramente sobrecalentado y se evapora cuando sube hasta la superficie libre. En este modo de ebullición la convección natural rige el movimiento del fluido y la transferencia de calor de la superficie de calentamiento al fluido se realiza por ese mecanismo.

### 5.2.2.2 Ebullición nucleada (entre los puntos A y C en la curva de ebullición)

El régimen de ebullición nucleada se puede separar en dos regiones distintas. En la región A-B se empiezan a formar burbujas aisladas sobre la superficie calentada, pero estas se disipan en el líquido poco después de separarse de la superficie. Ese punto recibe el nombre de comienzo de ebullición nucleada (*Onset of nucleate boiling, ONB*). El espacio vacío que dejan las burbujas que suben lo llena el líquido que se encuentra en la vecindad de la superficie caliente y el proceso se repite. Las vueltas que da el líquido y la agitación causada por su elevación hacia la superficie son las principales responsables del coeficiente de transferencia de calor y del flujo de calor en esta región de ebullición.

En la región B-C, la temperatura de la superficie se calienta todavía más, y las burbujas se forman a velocidades tan grandes y en un número tan grande de sitios que forman numerosas columnas continuas de vapor en el líquido. Las burbujas se desplazan a lo largo de todo el recorrido hasta llegar a la superficie libre donde revientan y liberan su contenido de vapor. Los grandes flujos de calor que se obtienen en esta región son causados por el efecto combinado del movimiento del líquido y de la evaporación.

A valores grandes de la  $\Delta T_{exc}$  la rapidez de la evaporación en la superficie del calentador alcanza valores tan altos que una gran fracción de esa superficie se cubre de burbujas, lo cual dificulta que el líquido llegue hasta ella y la humedad. Como consecuencia, el flujo de calor se incrementa con menor rapidez al aumentar la temperatura de exceso  $\Delta T_{exc}$  y alcanza un máximo en el punto C. En este punto, el flujo de calor recibe el nombre de flujo crítico de calor (*Critical Heat Flux, CHF*). En la práctica la ebullición nucleada es el régimen más deseable porque en él se pueden lograr altos valores de transferencia de calor con valores

más o menos pequeños de  $\Delta T_{exc}$ . En las fotografías de la figura 5.2 se muestra la naturaleza de la formación de burbujas y el movimiento de éstas asociado con la ebullición nucleada, la de transición y en película.

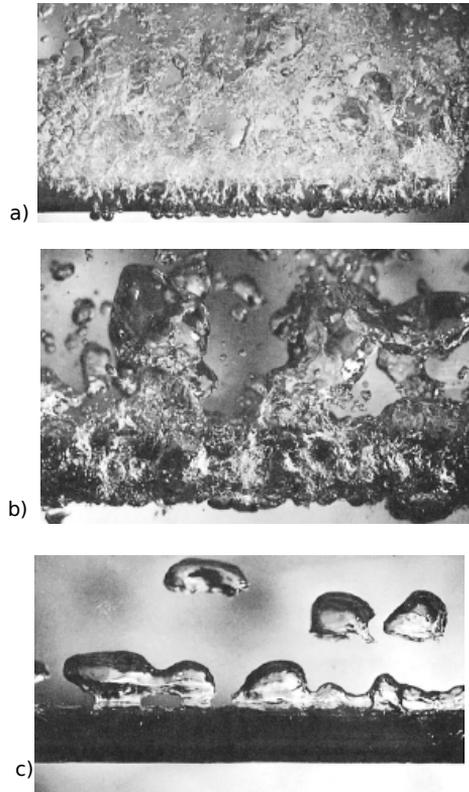


Figura 5.2: Varios regímenes de ebullición: a) Ebullición nucleada, b) Ebullición de transición, c) Ebullición en película. Figura adaptada de [21]

### 5.2.2.3 Ebullición de transición (entre los puntos C y D de la curva de ebullición)

A medida que aumenta la temperatura de la superficie y, por consiguiente, la temperatura de exceso  $\Delta T_{exc}$  más allá del punto C, el flujo de calor disminuye. Esto se debe a que una fracción grande de la superficie se cubre con una película de vapor, la cual actúa como un aislamiento debido a su baja conductividad

térmica. En la práctica se evita operar en esta región, la cual se conoce también como régimen inestable de ebullición en película.

#### 5.2.2.4 Ebullición en película (más allá del punto D)

En esta región la superficie queda cubierta por completo por una película continua estable de vapor. La presencia de una película de vapor entre la superficie caliente y el líquido es la responsable de los bajos valores de la transferencia de calor en la región de ebullición en película. Cualquier intento de incrementar el flujo de calor más allá de  $q_{max}$  hace que el punto de operación sobre la curva de ebullición salte de forma súbita de C a E. Sin embargo, la temperatura superficial que corresponde al punto E se encuentra más allá del punto de fusión de la mayor parte de los materiales. Por lo tanto el punto C sobre la curva de ebullición también se conoce como punto de fusión, o crisis de ebullición, y el flujo de calor en ese punto es el flujo de calor de fusión. En la práctica en la mayoría de las aplicaciones se opera por debajo de ese valor. Sin embargo en algunas aplicaciones donde intervienen fluidos con puntos de ebullición muy bajos, el punto E puede estar por debajo de la temperatura de fusión del material y en esos casos, se puede operar en esta región de ebullición estacionaria en película sin peligro de fusión.

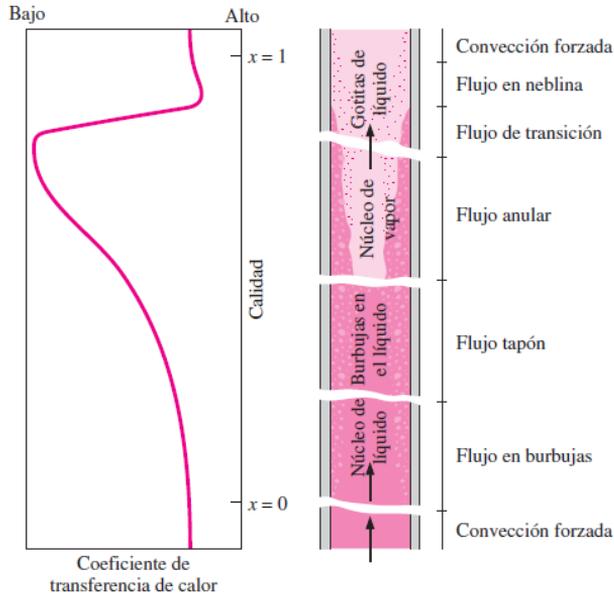
### 5.2.3 Ebullición en flujo, *flow boiling*

En la ebullición en flujo se fuerza al fluido a moverse por medio de una fuente externa, bien mediante una bomba, un compresor, etc, a medida que pasa por un proceso de cambio de fase. En este caso, la ebullición exhibe los efectos combinados de la convección y de la ebullición en estanque. La ebullición en flujo también se clasifica como ebullición en flujo externo o en flujo interno, dependiendo de si se fuerza al fluido a moverse sobre una superficie calentada o en el interior de un tubo calentado.

La ebullición en flujo externo es semejante a la ebullición en estanque, pero el movimiento agregado incrementa de manera considerable tanto el flujo de calor en la ebullición como el CHF. En este sentido, cuanto mayor es la velocidad del fluido mayor es el flujo de calor.

La ebullición en flujo interno es más complicada, debido a que no existe superficie libre donde se escape el vapor y, por ende, tanto el líquido como el vapor son forzados a fluir juntos. El flujo en dos fases en el interior de un tubo exhibe regímenes diferentes de ebullición, dependiendo de las cantidades relativas de las fases de líquido y de vapor. Esto complica el análisis aún más.

La figura 5.3 muestra las diferentes etapas de la ebullición en flujo, junto con la variación de transferencia de calor a lo largo de la superficie cerrada.



**Figura 5.3:** Curva de ebullición y mecanismos de transferencia de calor en *flow boiling*. Figura adaptada de [21]

Inicialmente el líquido está subenfriado y la transferencia de calor es por convección forzada. Entonces se empiezan a formar burbujas sobre las superficies interiores del tubo y las que se separan son arrastradas hacia la corriente principal (régimen de flujo en burbujas *bubbly flow*). A medida que el fluido se calienta todavía más, las burbujas crecen y llega el momento en que se unen formando masas de vapor (régimen de flujo tapón, *slug flow*). Después de un tiempo el núcleo del flujo consta sólo de vapor y el líquido se confina en el espacio anular entre el núcleo de vapor y las paredes del tubo. Este es el régimen de flujo anular, (*annular flow*), y en él, el coeficiente de transferencia de calor es muy elevado. Conforme el calentamiento continua, la capa anular del líquido se hace más delgada y llega un momento en que empiezan a aparecer manchas secas sobre la superficie interior del tubo. La aparición de manchas viene acompañada con la disminución en el coeficiente de transferencia de calor. Éste régimen de transición continua hasta que la superficie interior del tubo queda seca por completo. En este momento cualquier líquido se encuentra en forma de gotitas suspendidas en el núcleo de vapor, el cual se vuelve sobrecalentado con cualquier transferencia

adicional de calor.

#### 5.2.4 Clasificación de los flujos de fluidos

Algunos flujos son suaves y ordenados, mientras que otros son un tanto caóticos. El movimiento de fluidos intensamente ordenado, caracterizado por capas suaves, se conoce como laminar. El movimiento altamente desordenado de los fluidos que, en general, se tiene a altas velocidades y que se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad se conoce como turbulento. El régimen de flujo influye mucho en la potencia requerida para el bombeo. Un flujo que varía entre laminar y turbulento se conoce como flujo de transición.

Por otro lado, se dice que un flujo es unidimensional, bidimensional o tridimensional si la velocidad del mismo varía en una, dos o tres direcciones de coordenadas espaciales. El flujo óptimo de un fluido comprende una configuración geométrica tridimensional y la velocidad puede variar en las tres direcciones, dando lugar al flujo tridimensional. No obstante, la variación de la velocidad en ciertas direcciones puede ser pequeña en relación con la variación en otras, y se puede ignorar con un error despreciable.

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad de flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. El número de Reynolds es la razón de las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, es una unidad adimensional. El número de Reynolds en el cual el flujo se vuelve turbulento se llama número crítico de Reynolds.

La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica de ingeniería son turbulentos y, como consecuencia, es importante entender de que manera la turbulencia afecta a la transferencia de calor.

#### 5.2.5 Transferencia de calor en ebullición

No es fácil predecir cuál es la transferencia de calor en *flow boiling* debido a que la transferencia se lleva a cabo simultáneamente por ebullición nucleada (cambio de fase) y por convección (fluido en movimiento). Asimismo, los regímenes de ebullición descritos en los apartados anteriores, difieren de manera considerable en su carácter y, por tanto, es necesario usar relaciones diferentes de transferencia de calor para regímenes diferentes de ebullición. Por un lado el régimen de ebullición en convección natural está determinado por las corrientes de convección natural

y, en este caso, la transferencia de calor se puede calcular con exactitud usando las relaciones de convección natural presentadas en el anexo A.1.

Por otro lado en el régimen de ebullición nucleada la transferencia de calor depende de la naturaleza de la nucleación (el número de focos de calor en la superficie, la rapidez de la creación y la actividad de las burbujas, el tipo y la geometría de las superficies calentadas,...), lo cual es difícil de predecir.

Estas complicaciones dificultan desarrollar relaciones teóricas para la transferencia de calor en los diferentes ciclos de ebullición y por ello se necesita apoyar en relaciones basadas en datos experimentales y correlaciones.

En este sentido, en la actualidad existen un gran número de correlaciones disponibles en la literatura tanto para *pool boiling* como para *flow boiling*.

La correlación que se emplea con mayor amplitud para el flujo de calor en el régimen de ebullición nucleada fue propuesta por Rohsenow en 1952 [127].

### 5.2.5.1 Transferencia de calor en *flow boiling*

Existe un gran número de correlaciones disponibles en la literatura que tratan de obtener el coeficiente de transferencia de calor en los diferentes ciclos de ebullición que se presentan en la ebullición en flujo para líquidos saturados.

En [128] las correlaciones se clasifican en tres categorías:

- Superposición.
- Asimptóticas.
- Modelos mejorados.

Los modelos de superposición consideran que el coeficiente de transferencia de calor en es la suma de *nucleate boiling* y *convective boiling*. En este sentido, una de las correlaciones más conocidas de esta categoría es la desarrollada por Chen (1966) [129]. Más tarde Gungor y Winterton (1986) [130] incorporan factores de mejoras a la correlación.

Los modelos asimptóticos asumen que uno de los mecanismos es el dominante, y matemáticamente se expresa incluyendo un valor exponencial:

$$h^n = (h_{nb})^n + (h_{cb})^n. \quad (5.7)$$

Las correlaciones que más se aproximan a este cálculo son las presentadas por Kutateladze(1961) [131], Liu and Winterton (1991) [132] and Steiner and Taborek

(1992) [133].

Por último los modelos mejorados introducidos por Shah en [134, 135], se basan en mejorar el coeficiente de transferencia de calor en fase simple incorporando un factor de mejora por del cambio de fase. El coeficiente de transferencia de calor en ebullición se calcula multiplicando el coeficiente de calor en fase simple por uno de los siguientes factores de mejora: *nucleate boiling*, *bubble suppression* y *convective boiling*. Kandlikar(1990) en [136] emplea también este tipo de mejora.

### 5.3 Estado actual de los sistemas basados en la refrigeración por cambio de fase

Una vez expuestos los fundamentos teóricos de la transferencia de calor por cambio de fase, con el fin de mostrar sus principales características e identificar posibles puntos débiles a ser investigados, en este apartado se clasifican y describen las diferentes tecnologías de refrigeración basadas en la refrigeración por cambio de fase y aplicadas a los módulos inversores de potencia.

Las tecnologías analizadas se pueden clasificar como sistemas de refrigeración por cambio de fase pasivos y activos. La diferencia consiste en que en los sistemas pasivos no existe ningún mecanismo externo que provoque el movimiento del fluido y el movimiento se debe a la diferencia de densidad que existe entre líquido y vapor; en los activos se fuerza al fluido a moverse por medio de una fuente externa, bien puede ser una bomba, un compresor, etc.

Entre las tecnologías analizadas se encuentran los tubos de calor (*heat-pipes*), los termosifones y la refrigeración por inmersión (*immersion cooling*).

Asimismo, las tecnologías analizadas en el capítulo 4 basadas en la refrigeración líquida (*jet impingement*, *microchannels*, *spray cooling* y *cold plates*) también permiten implementar sistemas de refrigeración basados en el cambio de fase.

A continuación se describen cada una de estas tecnologías.

#### 5.3.1 Tubos de calor o *Heat-pipes*

Como ya se ha visto en el capítulo anterior, los sistemas basados en la refrigeración líquida, requieren de un sistema cerrado de circulación (bomba, compresor, etc.) que en cualquier caso consume energía eléctrica, genera ruido y disminuye la fiabilidad. Para evitar el problema anteriormente comentado, existen los denominados *heat-pipes* o tubos de calor, que refrigeran con fluido pero no necesitan

ningún elemento mecánico para conducir el calor producido por el semiconductor, a un disipador situado a cierta distancia. Para conseguir este objetivo, esta tecnología se basa en la transferencia de calor por cambio de fase.

La longitud del tubo de calor se divide en tres partes: una sección que trabaja como evaporador, una sección de transporte adiabático, y una sección que trabaja como condensador. En la figura 5.4 se puede observar su estructura típica.

El principio de operación es el siguiente: la presión interna del tubo se fija de tal modo, que la temperatura de vaporización del fluido a esa presión caiga dentro del rango de temperaturas alcanzadas por los semiconductores actuales. El exterior de uno de los extremos del tubo se pone en contacto con el semiconductor a enfriar, que por su alta temperatura provoca el calentamiento del fluido y su evaporación. La presión de vapor resultante conduce el vapor a través de la sección adiabática hacia el condensador, donde el vapor se condensa liberando su calor latente de vaporización en el disipador.

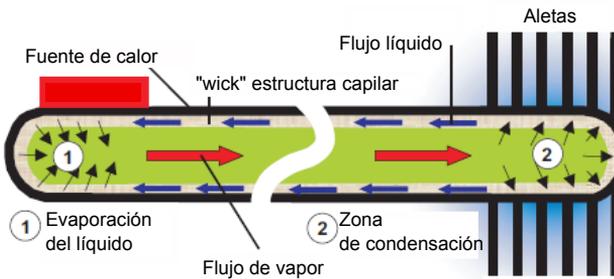
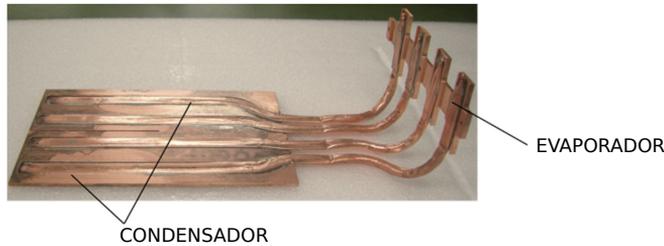


Figura 5.4: Esquema básico de funcionamiento de un tubo de calor. Figura adaptada de [22].

Una de las partes más críticas en el diseño de un tubo de calor es el elemento, llamado "mecha" (*wick*), mediante el cual el líquido condensado regresa a la zona caliente, muchas veces en contra de la fuerza gravitatoria. Para conseguirlo, las paredes del tubo poseen un material poroso (red metálica, estrías, polvo metálico sinterizado) por donde el líquido regresa a la zona caliente por capilaridad, iniciándose de nuevo el ciclo. Mediante este sistema, y debido al escaso gradiente de presión en el interior del tubo, se consiguen diferencias de temperatura entre la zona caliente y la fría de muy pocos grados. La figura 5.5 muestra un diseño real basado en 4 tubos de calor conectados en paralelo.

En la literatura [137],[23] se muestran los resultados obtenidos al aplicar esta



**Figura 5.5:** Sistema de refrigeración real con tecnología de tubos de calor. Figura adaptada de [23].

tecnología de refrigeración.

En la actualidad existen métodos avanzados en la refrigeración por *heat-pipes* que aumentan considerablemente su rango de uso y que permiten mejorar la disipación de calor. Es el caso de *PHP* (*pulsating heat-pipes*) [138], [139]. Asimismo, [140] diseña una solución que consiste en integrar el *heat-pipe* en el interior del DBC.

### 5.3.2 Termosifon

El termosifón es un tipo concreto de *heat-pipe* o tubo de calor, que al contrario que los *heat-pipes*, este hace uso de la fuerza de la gravedad para transportar el fluido. Por lo demás son dispositivos muy semejantes tanto en su estructura como en su funcionamiento a los tubos de calor. El fluido siempre absorbe el calor y se evapora en la zona inferior del termosifón y se condensa liberando el calor en la parte superior. Es decir, en el termosifón, el fluido condensado, después de haber cedido el calor al exterior, es devuelto a la sección de evaporación mediante la fuerza de la gravedad, formándose una película de fluido condensado que cae por las paredes interiores del recipiente, desde el condensador hasta el evaporador. A diferencia del tubo de calor, no incorpora una estructura porosa por la cual retorna el fluido de trabajo condensado.

En este sentido [24] presenta y analiza un sistema novedoso de refrigeración de módulos de potencia que consiste en un circuito termosifón compuesto por un evaporador de potencia que consiste en un circuito termosifón compuesto por un evaporador de doble cara (quien absorbe el calor de los módulo de potencia ABB *Hipak<sup>TM</sup>* acoplados a ambas caras del evaporador) y un condensador (formado por paneles de aluminio montados verticalmente). En la figura 5.6 se puede ver el diseño realizado.

Asimismo, el *National Renewable Energy Laboratory (NREL)* con el propósito de

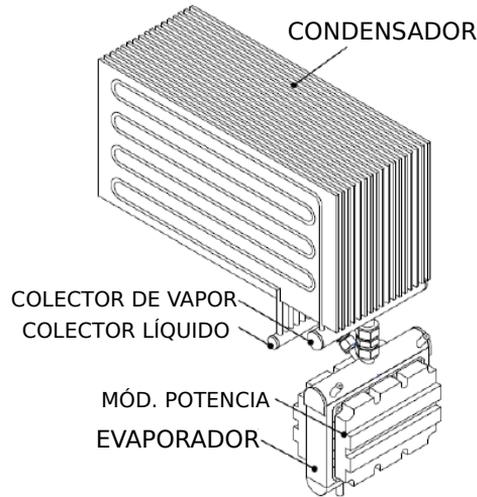


Figura 5.6: Diseño de un termosifón para la refrigeración de módulos de potencia. Figura adaptada de [24].

refrigerar la electrónica de potencia asociada al sistema de propulsión del VE, ha diseñado y fabricado un sistema avanzado basado en la refrigeración por cambio de fase pasiva [25]. El sistema como muestra la figura 5.7 está compuesto por un evaporador y un condensador refrigerado por aire. El evaporador consiste en un cilindro de acero inoxidable donde se ubican 3 *cold plates* de cobre con una superficie de refrigeración de  $55 \text{ cm}^2$  (ver figura 5.8) y que se emplean para refrigerar 6 módulos de potencia. El diseño consigue disipar  $3.5 \text{ kW}$  de potencia.

### 5.3.3 Refrigeración por inmersión o *Immersion cooling*

La refrigeración por inmersión directa es un buen método para la transferencia de altos flujos de calor. Con un dispositivo sumergido en un recipiente de líquido dieléctrico, el calor disipado por el dispositivo produce burbujas de vapor que son impulsadas por fuerzas de flotación a la región superior del recipiente, donde alcanzan de nuevo la temperatura ambiente, se condensan y vuelven por goteo al recipiente para completar el ciclo. En la refrigeración por inmersión líquida no hay barreras físicas entre la superficie del dispositivo y el líquido refrigerante. Ofrece un coeficiente de transferencia de calor elevado y elimina considerablemente la resistencia térmica entre el semiconductor y el fluido. Además, la refrigeración

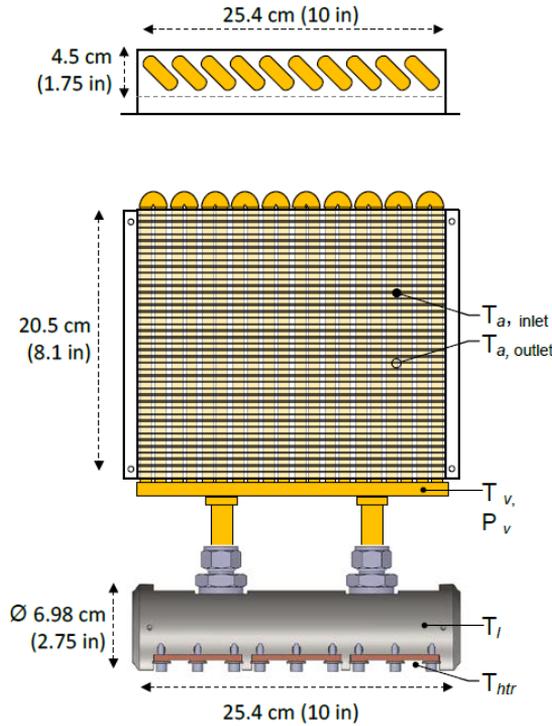
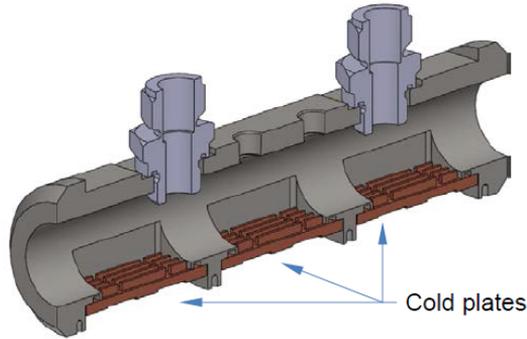


Figura 5.7: Esquema del sistema diseñado por NREL compuesto de un evaporador y un condensador. Figura adaptada de [25].

por inmersión líquida directa elimina los gradientes de temperatura que puedan existir en la superficie del dispositivo. De la bibliografía [141],[142] se extraen ciertas consideraciones prácticas relacionadas con la refrigeración por inmersión de los módulos de potencia en los sistemas de tracción.

Por otro lado, la temperatura de ebullición (temperatura a la cual su presión de vapor es igual a la presión atmosférica) da una indicación de la presión que se necesita para mantener las dos fases en el recipiente. Los refrigerantes con bajas temperaturas de ebullición exigen una mayor presión. Por el contrario, los refrigerantes con altas temperaturas de ebullición requieren presiones inferiores. Otro parámetro importante es la rigidez dieléctrica del refrigerante. Una alta rigidez dieléctrica permite resistir altas tensiones sin perder su propiedad aislante.

En la bibliografía [98] se estudian estos parámetros y como resultado se obtiene



**Figura 5.8:** Vista del evaporador donde se ubican los *cold plates*. Figura adaptada de [25].

una selección de los refrigerantes que mejor se ajustan a la refrigeración de los módulos de potencia de los VE.

En este contexto el “*Oak Ridge National Laboratory*” ha desarrollado un estudio que se basa en la inmersión de un módulo de potencia en refrigerante R134a [143] y en la refrigeración por cambio de fase. El mismo refrigerante que se emplea en los sistemas de aire acondicionado de los VE y que presenta unas características térmicas excepcionales para su empleo en la refrigeración de semiconductores de potencia [97]. Una ligera modificación en el sistema de A/C del VE permite utilizar este para refrigerar el módulo de potencia. El sistema desarrollado por “*Oak Ridge National Laboratory*” comparte el condensador del sistema de A/C del VE. El bucle adicional no requiere que el compresor funcione continuamente y no afecta al rendimiento del sistema de A/C existente.

Las pruebas experimentales que se llevan a cabo, estudian las características dieléctricas, efectos de deterioro, y la capacidad de transferencia de calor del R134a.

Asimismo, en [144] se propone una estrategia de refrigeración similar: el módulo de electrónica de potencia comparte el circuito de refrigeración con el sistema de aire acondicionado del VE. El inversor se sumerge en el refrigerante R134a. En este estudio se consigue reducir el tamaño del inversor en un 50 %.

Del mismo modo, Barnes y Tuma en [141] analizan la refrigeración de dispositivos de electrónica de potencia empleando esta tecnología. Los resultados obtenidos en este estudio, afirman que para flujos de calor de  $1000 \text{ W/cm}^2$ , empleando  $100 \text{ cm}^3$  de líquido refrigerante se consigue  $1 \text{ kW}$  de potencia disipada.

## 5.4 Conclusiones

Los sistemas basados en la refrigeración líquida por cambio de fase ofrecen ventajas considerables en comparación con los sistemas de fase simple [123].

El calor latente de vaporización del fluido (la cantidad de calor por unidad de masa requerida para convertir el refrigerante de fase líquida a fase vapor) es de hasta dos órdenes de magnitud mayor en comparación con los sistemas de fase simple [35]. Un valor de calor latente elevado significa que el refrigerante puede eliminar una cantidad significativa de energía térmica y de este modo aumentar la potencia frigorífica. Asimismo, el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , asociado a la ebullición y al cambio de fase es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección (forzada o natural) que se relacionan con una sola fase (ver figura 4.8). Un coeficiente de transferencia de calor mayor se traduce en una capacidad de enfriamiento mayor.

Además de mejorar la capacidad de refrigeración, la refrigeración de dos fases también proporciona una superficie relativamente isotérmica (posiblemente menos de 1 °C de diferencia de temperatura) [100], y por lo tanto, elimina considerablemente los gradientes de temperatura en la superficie a enfriar. En este sentido, debido a que la no uniformidad de temperatura en la superficie puede inducir tensiones térmicas, fatiga térmica,... eliminar los gradientes de temperatura puede aumentar en gran medida la fiabilidad de los dispositivos [59].

Asimismo otros beneficios adicionales de esta técnica son el peso, el volumen y la reducción de costes. Debido a la mayor eficacia de refrigeración de dos fases (un alto calor latente permite reducir el caudal másico circulante de refrigerante), para proporcionar un rendimiento similar a los sistemas de una sola fase se emplean caudales de refrigerante mas pequeños. En este sentido, el empleo de caudales menores implica o conlleva bombas con potencias de bombeo más pequeña, menor volumen de fluido, depósitos de fluido más pequeños, tubos más pequeños, etc.

No obstante la física asociada a los procesos de convección de dos fases resulta mucho más difícil de comprender, y esto implica mayores esfuerzos para obtener mayores rendimientos.

## Capítulo 6

# Aportaciones en la mejora del sistema de refrigeración de un módulo de potencia asociado al VE

### 6.1 Introducción

En este capítulo se propone un sistema de refrigeración basado en un ciclo de compresión a vapor diseñado para refrigerar un módulo de potencia asociado al sistema de propulsión del VE.

Hoy en día, el sistema de propulsión de los VEs está equipado con inversores de potencia dotados de semiconductores (IGBT, MOSFET y diodos) con corrientes que pueden llegar a alcanzar los 800 A. El procesamiento de corrientes elevadas conlleva un aumento de las pérdidas de conducción y conmutación, que se transforman en calor y reducen el tiempo de vida del semiconductor. El flujo de calor en los módulos convertidores de potencia asociados al VE es del orden de  $100\text{-}150\text{ W/cm}^2$  y se espera que aumente hasta los  $500\text{ W/cm}^2$  con el incremento de la densidad de corriente y la frecuencia de conmutación [81–84]. Si el flujo de calor es excesivo e incontrolado, disminuye considerablemente la eficiencia y la vida útil del dispositivo y puede conducir a la ruptura prematura del módulo si este no se refrigera de forma correcta [6, 61, 85].

Se ha demostrado, por ejemplo, que para inversores trifásicos con tecnología IGBT de 1.7 kV, si aumenta la capacidad de refrigeración de  $50 \text{ W/cm}^2$ , valor típico en disipadores enfriados por aire, a  $120 \text{ W/cm}^2$ , valor típico de la refrigeración con *cold plate*, la densidad de corriente de salida del inversor puede aumentar de  $40 \text{ A/cm}^2$  a  $80 \text{ A/cm}^2$  [8].

Será fundamental, por tanto, reducir las pérdidas de potencia tanto en conducción (reduciendo la caída de tensión, mejorando las conexiones internas del módulo, etc.) como en conmutación (reduciendo, por ejemplo, las inductancias parásitas, las sobretensiones, el *ringing*, etc.) y emplear un método de refrigeración eficiente que permita disipar el máximo calor posible al exterior [61, 85, 145].

En este sentido, tal y como se ha visto en el capítulo 5, los sistemas basados en la refrigeración líquida por cambio de fase, ofrecen ventajas considerables en comparación con los sistemas de fase simple. Debido al alto calor latente absorbido durante la vaporización del fluido, el coeficiente de transferencia de calor ( $h$ ) asociado a los sistemas de dos fases es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección (forzada o natural) que se relacionan con una sola fase [35, 145]. Un coeficiente de transferencia de calor mayor se traduce directamente en una mayor capacidad de enfriamiento para el sistema [35].

En la actualidad, la investigación en sistemas de refrigeración por cambio de fase se centra en la caracterización experimental y predicción teórica del coeficiente de transferencia de calor, la caída de presión y el flujo de calor crítico (*Critical Heat Flux, CHF*). Sin embargo existe poca información sobre cómo aplicar la refrigeración por cambio de fase de manera eficiente en la gestión térmica práctica de un módulo de electrónica de potencia.

En este capítulo se pretende analizar y mostrar el resultado de la comparación entre un prototipo experimental basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de A/C de un VE (condensador, compresor, válvula de expansión), con un sistema de refrigeración convencional basado en refrigeración líquida por fase simple.

Para ello, es necesario determinar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , para el *cold plate* NHC-152, debido a que no es un parámetro proporcionado por el fabricante. Una vez obtenido este valor es posible diseñar un modelo de simulación basado en elementos finitos (FEM) simplificado que permita analizar de manera rápida las ventajas que esta tecnología de refrigeración puede aportar desde el punto de vista de la eficiencia de conversión y del sistema.

Un modelo de simulación que describe totalmente el proceso de ebullición (el cambio de fase cuando el fluido circula a través del *cold plate*, la formación de

burbujas, etc.) no resulta muy útil. El alto grado de especialización requerido por parte del usuario, la gran carga computacional resultante de acoplar distintas físicas en un mismo modelo de simulación y los grandes tiempos de ejecución son los principales inconvenientes. Por esta razón, en la presente tesis se propone un modelo de simulación, donde se simplifica la complejidad de la física asociada al fenómeno de cambio de fase (existencia simultánea de las dos fases cuando el fluido circula a través del *cold plate* y transferencia de calor por convección y ebullición al mismo tiempo), insertando como condición de contorno el coeficiente de transferencia de calor uniforme,  $h$ , obtenido experimentalmente.

Como conclusión, y atendiendo a lo anterior, los objetivos principales que se van a abordar en este capítulo y que se expondrán a continuación en las siguientes secciones son:

- Diseñar y construir una plataforma experimental para un sistema de refrigeración basado en un ciclo de compresión a vapor (sobre el que se realizarán las pruebas experimentales) y ampliar el conocimiento en la aplicación eficiente de la refrigeración por cambio de fase en la gestión térmica práctica de los módulos de potencia asociados al VE.
- Obtener experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , para el *cold plate* NHC-152 en dos escenarios diferentes. En el primer escenario, empleando agua/glycol como refrigerante y en el segundo el refrigerante R-134a.
- Comparar y evaluar experimentalmente la capacidad del sistema de refrigeración ante un ciclo de conducción real.
- Analizar la distribución y uniformidad de la temperatura en los IGBTs del módulo inversor.
- Desarrollar un modelo de simulación FEM simplificado para el módulo inversor de electrónica de potencia SKIM909GD066HD de SEMIKRON que permita analizar de manera rápida el comportamiento térmico en función de las propiedades y parámetros térmicos de los distintos materiales que componen el módulo.
- Validar y mostrar los resultados obtenidos tanto experimentalmente como en simulación.

## 6.2 Diseño y construcción de una plataforma experimental para un sistema de refrigeración basado en un ciclo de compresión de vapor

### 6.2.1 Descripción y principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de la plataforma experimental diseñada se basa en un ciclo de compresión a vapor (*VCTPL*, *Vapor Compression Two-Phase Loop*). La figura 6.1 muestra el diagrama esquemático del prototipo VCTPL implementado.

Los elementos principales del sistema son:

- El evaporador. En este diseño se emplea el cold plate NHC52 como evaporador. El refrigerante llega al evaporador en estado semi-líquido, se vaporiza a baja temperatura absorbiendo el calor aportado por el módulo de potencia y lo refrigera.
- El condensador. La misión del condensador es reducir la temperatura del refrigerante y cambiar su estado físico de gas a líquido.
- El compresor. El propósito del compresor es transferir vapor desde el evaporador hasta el condensador, donde la presión es más elevada.
- La válvula de expansión. El propósito principal de la válvula electrónica es asegurar que el índice de flujo de refrigerante que pasa por la válvula se corresponde con el índice de flujo requerido por el compresor.
- Componentes auxiliares.

La figura 6.2 muestra una imagen de la plataforma experimental desarrollada.

El principio de funcionamiento del sistema es el siguiente: el compresor absorbe el gas refrigerante R134-a a baja presión (2 bar aproximadamente) y a una temperatura  $T_{sat}$  de entre  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , lo comprime elevando su presión (10 a 20 bar) y temperatura ( $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), y lo envía al condensador. Al atravesar el condensador, el refrigerante se enfría con ayuda del aire aportado por un ventilador y pasa de estado gaseoso a estado líquido. El refrigerante en estado líquido y a una temperatura de entre  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  llega a la válvula de expansión. La válvula de expansión ofrece cierta resistencia al flujo del refrigerante en estado líquido, y mantiene la diferencia de presión necesaria entre el condensador y el evaporador. Debido a la fricción y aceleración generada dentro de la válvula, la presión desciende a medida que el refrigerante atraviesa la válvula (debido a la

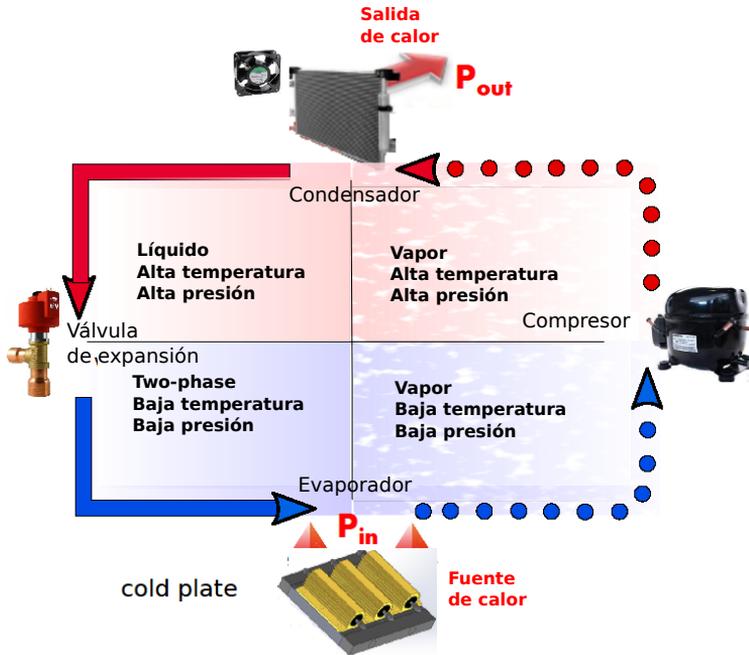


Figura 6.1. Representación esquemática del prototipo experimental VCTPL.

expansión) y comienza a gasificarse. El refrigerante llega al evaporador en estado semi-líquido y la evaporación continua al atravesar el evaporador gracias al calor aportado por el módulo de potencia.

Para analizar la relación entre las diversas propiedades termodinámicas (diagramas presión/entalpías, relación calidad de vapor( $x_e$ )/caudal, relación caudal/potencia de refrigeración) del fluido R134-a y del sistema de refrigeración se ha empleado el software EES (*Engineering Equation Solver*). Por medio del diagrama presión-entalpía obtenido (figura 6.3), es posible entender el comportamiento termodinámico del ciclo de refrigeración.

En los cálculos se supone que la temperatura ambiente es de 23°C, que no hay pérdidas de carga en los conductos y que el refrigerante a la salida del condensador y entrada del evaporador se encuentran como líquido saturado y vapor saturado, respectivamente. Las etapas o estados de transición principales del ciclo de refrigeración son:

- Estado de transición 1-2: representa la absorción de calor a presión constante en el evaporador. El refrigerante entra como vapor húmedo de baja

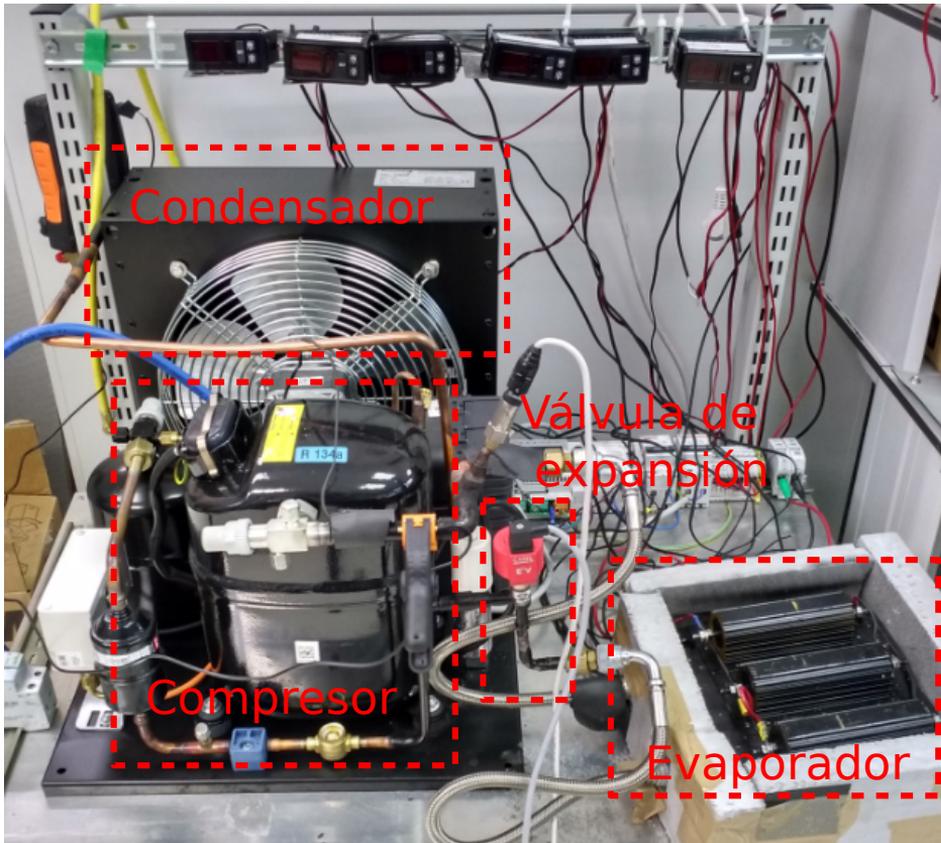


Figura 6.2. Imagen real de la plataforma VCTPL.

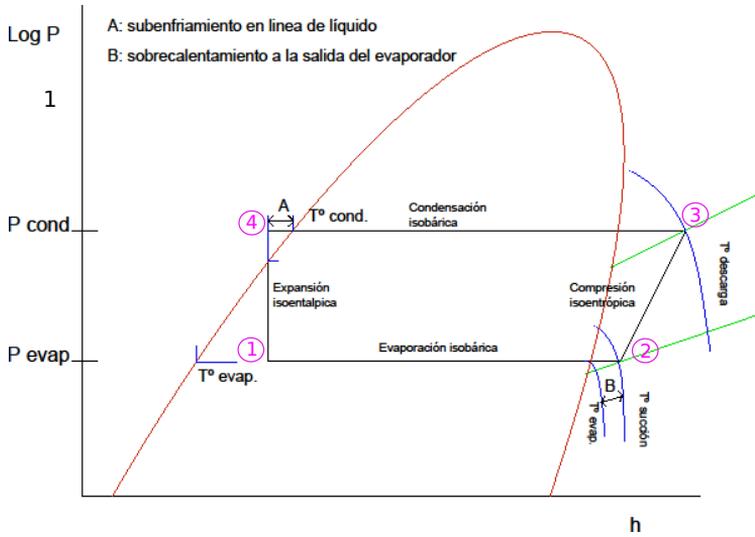


Figura 6.3. Diagrama presión entalpía para un fluido refrigerante.

calidad y al absorber el calor sale como vapor sobrecalentado.

- Estado de transición 2-3: representa la compresión isentrópica (entropía constante) del refrigerante en un compresor. El refrigerante entra como vapor sobrecalentado y se comprime hasta la presión del condensador. La temperatura aumenta hasta un valor superior a la del medio circulante.
- Estado de transición 3-4: representa la condensación isobárica (presión constante) del refrigerante en el condensador. El fluido entra como vapor sobrecalentado, se enfría, se condensa y sale como líquido subenfriado del condensador.
- Estado de transición 4-1: representa la expansión isentálpica (entalpía constante) del refrigerante en la válvula de expansión. El líquido subenfriado, pasa por la válvula y se expande hasta alcanzar la presión del evaporador.

### 6.2.1.1 Instrumentación de medida

En este apartado se van a describir los instrumentos de medida utilizados en la plataforma experimental.

- Las medidas de temperatura se han realizado empleando termistores NTC AKO-15561<sup>1</sup> y para registrar los valores se ha empleado el registrador AKO-80025. Se han registrado las medidas de temperatura de 6 termistores situados en la superficie del *cold plate* y se han aislados térmicamente con Teflon. Asimismo se han obtenido las temperaturas del fluido a la entrada y salida del evaporador.
- Para la medida de presión realizada a la salida del evaporador se ha utilizado el transmisor de presión AKS300 de Danfoss<sup>2</sup>.
- Válvula de expansión E2V09BSF00 de Danfoss.
- Cámara termográfica FLIR T-430SC y el software de procesado de imágenes.

### 6.2.1.2 La válvula de expansión

El propósito principal de la válvula electrónica es asegurar que el índice de flujo de refrigerante que pasa por la válvula se corresponde con el índice de flujo requerido por el compresor. De este modo, el proceso de evaporación tiene lugar a lo largo de toda la longitud del evaporador y no hay líquido al final del evaporador y por lo tanto en la rama que va al compresor. Debido a que el líquido no es comprimible, puede provocar daños en el compresor e incluso su rotura si la cantidad es considerable y la situación se prolonga en el tiempo.

El parámetro en el que se basa el control de la válvula electrónica es la temperatura de sobrecalentamiento, que indica efectivamente si hay o no hay líquido al final del evaporador. La temperatura de sobrecalentamiento se calcula como la diferencia entre la temperatura del gas sobrecalentado (medida por una sonda de temperatura situada al final del evaporador) y la temperatura saturada de evaporación (calculada en función de la lectura de un transductor de presión situado al final del evaporador y utilizando la curva de conversión ( $T_{sat} \Rightarrow P$ ) de cada refrigerante).

---

<sup>1</sup>El funcionamiento se basa en la variación de la resistencia debido al cambio de la temperatura. Para los termistores NTC, al aumentar la temperatura, la resistencia será menor, de ahí que el coeficiente sea negativo.

<sup>2</sup>Su diseño robusto hace que el AKS sea apropiado para aplicaciones de refrigeración. Asimismo, no requiere ajustes. La tecnología del sensor altamente desarrollada, combinada con el principio de cámara de vacío sellada, la precisión ajustada en fábrica no se ve afectada por los cambios de temperatura ambiente y presión atmosférica. Este factor es muy importante para asegurar el control de presión de evaporación en aplicaciones de refrigeración.

Si la temperatura de sobrecalentamiento es alta significa que el proceso de evaporación ha finalizado antes del final del evaporador y, por lo tanto, el índice de flujo de refrigerante que pasa por la válvula es insuficiente. Se debe, por lo tanto, incrementar la apertura de la válvula. Por el contrario, si la temperatura de sobrecalentamiento es baja significa que el proceso de evaporación no ha concluido al final del evaporador y quedará todavía una cierta cantidad de líquido a la entrada del compresor. Se debe, por lo tanto, disminuir la apertura de la válvula. Como consecuencia, es importante que la válvula de expansión funcione con extrema precisión y capacidad de reacción alrededor del punto de consigna de sobrecalentamiento el cual casi siempre variará de 3 a 14 K.

El control del sobrecalentamiento se ha realizado mediante un control PID definido como:

$$u(t) = K \cdot (e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) \cdot dt + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}), \quad (6.1)$$

donde,  $u(t)$  es la posición de la válvula,  $e(t)$  es el error,  $K$  es la ganancia proporcional,  $T_i$  es el tiempo integral y  $T_d$  es el tiempo derivativo.

El control se calcula como la suma de tres contribuciones separadas: proporcional, integral y derivativa tal y como muestra el diagrama de bloques de la figura 6.4.

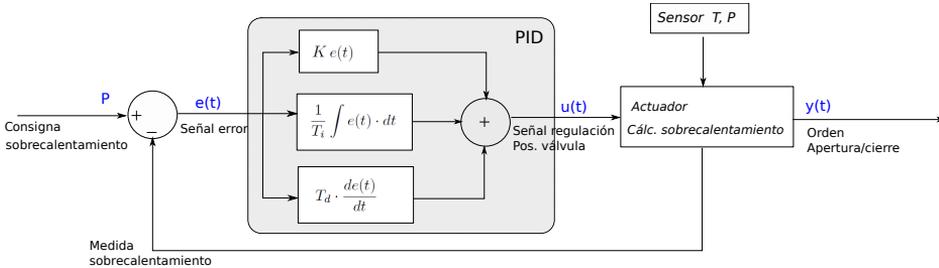


Figura 6.4. Diagrama de control de sobrecalentamiento.

Por un lado, la acción proporcional abre o cierra la válvula de forma proporcional a la variación de la temperatura de sobrecalentamiento. Cuanto más alto sea el valor de  $K$  (ganancia proporcional), mayor es la velocidad de respuesta de la válvula. La acción proporcional no tiene en cuenta el punto de consigna de sobrecalentamiento, sino que sólo reacciona a las variaciones. Por lo tanto si el valor de sobrecalentamiento no varía de forma significativa, la válvula permanecerá prácticamente parada y no se podrá alcanzar el punto de consigna.

Por otro lado, la acción integral está ligada al tiempo y actúa sobre la válvula en proporción a la diferencia del valor de sobrecalentamiento del punto de con-

signa. Cuanto mayores son las desviaciones, mayor es la acción integral; además, cuanto más bajo es el valor de  $T_i$  (tiempo integral), más enérgica es la acción. El tiempo integral representa, en síntesis, la intensidad de la reacción de la válvula, especialmente cuando el valor de sobrecalentamiento no está próximo al punto de consigna.

Por último, la acción derivativa está ligada a la velocidad de variación del valor de sobrecalentamiento, es decir, a la pendiente con la que el sobrecalentamiento cambia de instante a instante. Tiende a reaccionar ante cualquier variación repentina, anticipando la acción correctiva, que es más enérgica cuanto mayor es el valor del tiempo  $T_d$  (tiempo derivativo).

La tabla 6.1 muestra los valores establecidos para el control PID implementado.

**Tabla 6.1. Valores establecidos para el control PID**

Parámetro	Valor establecido
P: Consigna de sobrecalentamiento	11 K
K: Ganancia proporcional	15 K
Ti: Tiempo integral	150 s
Td: Tiempo derivativo	5 s

## 6.2.2 Descripción del sistema de refrigeración por fase simple

Con el fin de proporcionar una comparativa entre el sistema de refrigeración VCTPL desarrollado y un sistema refrigerado por agua/glycol, se ha empleado la unidad de refrigeración industrial LCS-W2x420PRO (Figura 6.5).

Los componentes principales de este sistema son:

- 2 Bombas Koolance PMP-500 12VDC (36W) con reguladores Koolance 6-12V.
- 36 Ventiladores Noiseblocker BlackSilentPRO PK3 - 140mm (1700 rpm) de alta presión estática. En 4 grupos de 9 (delante y detrás de los 2 radiadores) controlados por rehubús Lampton FC5V2 (4x30W).
- Componentes auxiliares: caudalímetro, 4 sensores de temperatura, válvulas de llenado y vaciado,...

El principio de funcionamiento es el siguiente: el flujo de agua/glycol proveniente de las bombas a baja temperatura entra en el *cold plate* y absorbe el calor generado por el módulo de potencia montado en él. El líquido ya caliente a salida



Figura 6.5. Unidad de refrigeración industrial LCS-W2x420PRO.

del *cold plate* se enfría gracias a los 36 ventiladores ubicados a lo largo del circuito de refrigeración transfiriendo así el calor al ambiente. La velocidad de los ventiladores se controla en función de la temperatura del fluido.

### 6.3 Caracterización experimental del *cold plate*

Una vez expuesto el principio de funcionamiento de la plataforma experimental desarrollada, con el fin de obtener experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , del *cold plate* NHC-152, en esta sección se describe el procedimiento llevado a cabo para su caracterización en dos escenarios diferentes: el primer escenario empleando el sistema de refrigeración por fase simple y el segundo el sistema de refrigeración VCTPL.

El flujo de calor en el *cold plate* se consigue a partir del efecto Joule en tres resistencias de potencia de  $22 \Omega$  -  $300 \text{ W}$  conectadas en serie, sumando una potencia disipada máxima de  $900 \text{ W}$ .

Para caracterizar el *cold plate* y evaluar su rendimiento, es necesario analizar el valor de la resistencia térmica. Sin embargo, esta es una tarea complicada debido a dos razones. La primera, la existencia simultánea de las dos fases (líquida y vapor) cuando el fluido circula a través del *cold plate* y la segunda debido a la transferencia de calor por convección y ebullición<sup>3</sup> al mismo tiempo.

Debido a que las propiedades termofísicas (calidad del vapor, presión, velocidad de flujo) del R134-a en el proceso de evaporación al circular por el *cold plate* se desconocen, y en base a estudios previos que simplifican el análisis [118, 146–148], a continuación se describe el procedimiento que se ha llevado a cabo para determinar la resistencia térmica del *cold plate*  $R_{(s-f)}$  y el coeficiente de transferencia de calor promedio  $h_{(w-f)}$  en la superficie en contacto con el fluido.

La figura 6.6 muestra el significado físico de cada uno de los términos:

El coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior de los canales del evaporador se puede aproximar como:

$$h_{(w-f)} = \frac{1}{R_{(w-f)} \cdot A}, \quad (6.2)$$

---

<sup>3</sup>El efecto de ebullición aumenta la absorción de calor por unidad de volumen de fluido y el proceso de convección se ve mejorado gracias a la formación de burbujas y turbulencias creadas a partir de la coexistencia de las dos fases en el interior del *cold plate*.

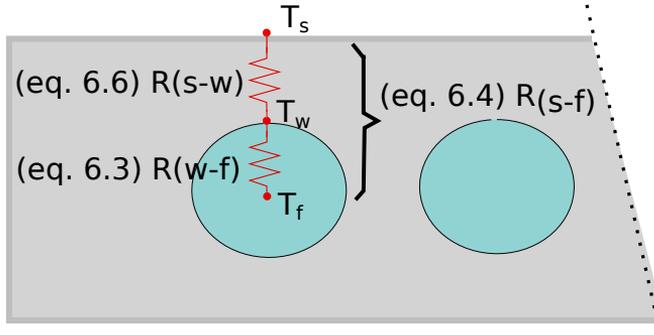


Figura 6.6. Modelo de resistencias térmicas en el evaporador.

donde,  $R_{(w-f)}$  es la resistencia térmica medida entre la pared de los canales y el fluido, y  $A$  es la superficie en contacto con el foco de calor. De acuerdo con la figura 6.6, se deduce que la resistencia térmica medida entre la pared de los canales y el fluido se puede aproximar como:

$$R_{(w-f)} = R_{(s-f)} - R_{(s-w)}, \quad (6.3)$$

donde,  $R_{(s-f)}$  es la resistencia térmica total medida entre la superficie superior del *cold plate* y el fluido, y  $R_{(s-w)}$  es la resistencia térmica entre la superficie superior del *cold plate* y la pared de los canales (obtenida por conducción).

Asimismo,

$$R_{(s-f)} = \frac{T_{s_{avg}} - T_f}{P_d}, \quad (6.4)$$

donde,  $T_{s_{avg}}$  es la temperatura media en la superficie del *cold plate*<sup>4</sup>,  $P_d$  es la potencia disipada y  $T_f$  es la temperatura media del fluido.

Esta última se puede aproximar como:

$$T_f = \frac{T_{out} + T_{in}}{2}, \quad (6.5)$$

siendo,  $T_{out}$  la temperatura media del fluido a la salida del *cold plate* y  $T_{in}$  la temperatura media del fluido a la entrada del *cold plate*.

<sup>4</sup> $T_{s_{avg}}$  se ha obtenido a partir de la lectura de los termopares situados en la superficie del *cold plate* y los termogramas obtenidos con la cámara termográfica IR camera FLIR SC 430.

Por último, la resistencia térmica entre la superficie superior del *cold plate* y la pared de los canales se define a través de la ecuación:

$$R_{(s-w)} = \frac{d_m}{\lambda \cdot A}, \tag{6.6}$$

donde  $d_m$  es el espesor o longitud del camino del flujo de calor y  $\lambda$  es la conductividad térmica del material.

En la tabla 6.2 se muestran los valores obtenidos de resistencia térmica  $R_{(s-f)}$  para el sistema de refrigeración por fase simple, y la  $R_{(s-f)}$  y  $h_{(w-f)}$  para el sistema de refrigeración por cambio de fase.

**Tabla 6.2: Resultados experimentales obtenidos para el sistema de refrigeración por fase simple y por cambio de fase.**

Pd (W)	Tecnología	$T_f$ (°C)	$T_{savg}$ (°C)	$h_{w-f}$ ( $W/m^2\text{°C}$ )	$R_{s-f}$ ( $^{\circ}C/W$ )
340	Fase simple	25.5	31.2	1362	0.016
340	Two-phase	-11.25	-6.5	1581	0.015
460	Fase simple	25.5	33.25	1344	0.016
460	Two-phase	-9	-3.2	1958	0.013
600	Fase simple	25.5	34.25	1535	0.015
600	Two-phase	-6.7	0.15	2213	0.011
760	Fase simple	27	37.05	1730	0.013
760	Two-phase	-6.65	0.9	2517	0.009
945	Fase simple	27	39.5	1862	0.013
945	Two-phase	-6.65	1.49	2953	0.008

Los resultados experimentales obtenidos para el sistema de refrigeración por fase simple son acordes a los datos proporcionados por el fabricante del *cold plate*. Para un caudal de  $7\text{ l/min}$ , la resistencia térmica varía entre  $0.013\text{ }^{\circ}C/W$  y  $0.016\text{ }^{\circ}C/W$ . Por otro lado, para el sistema de refrigeración por cambio de fase, los resultados obtenidos en la plataforma experimental desarrollada demuestran que para un caudal de  $0.2\text{ l/min}$  la resistencia térmica alcanza valores de entre  $0.008\text{ }^{\circ}C/W$  y  $0.015\text{ }^{\circ}C/W$  y el coeficiente de transferencia de calor alcanza valores de entre  $1500\text{ }W/m^2\text{°C}$  y  $3000\text{ }W/m^2\text{°C}$ . Los resultados muestran, además, que si el flujo de calor en la superficie del *cold plate* aumenta, el coeficiente de transferencia de calor asociado a la ebullición en flujo también aumenta, siendo este comportamiento indicativo de la existencia del régimen de ebullición nucleada como se explica previamente en la sección 5.2.

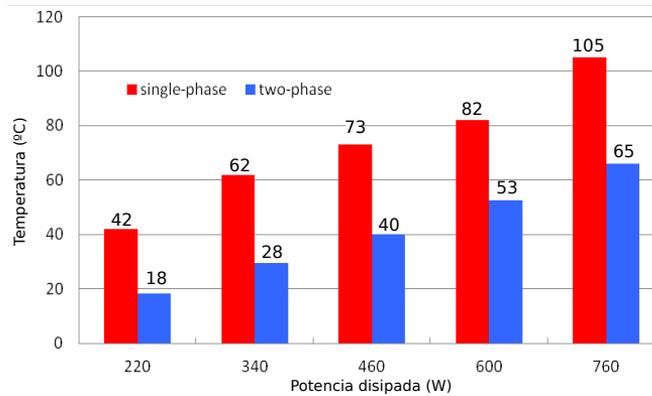


Figura 6.7: Comparativa de las temperaturas máximas obtenidas en las superficie de las resistencias para distintas potencias empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase.

Asimismo, la figura 6.7 muestra una comparativa de la temperatura promedio medida en la superficie superior de la resistencia para distintas potencias empleando ambas tecnologías de refrigeración.

Como bien se puede observar, para el sistema refrigerado por cambio de fase, la temperatura máxima obtenida en la superficie de las resistencias es mucho menor. Esta reducción es del orden de un 50% para potencias bajas y del orden de un 35% para potencias altas.

## 6.4 Respuesta del sistema de refrigeración ante un ciclo de conducción

Los ciclos de conducción, determinados por gobiernos u organizaciones, son series estandarizadas de puntos que representan el perfil de velocidad de un vehículo [149, 150]. Entre ellos se encuentran, por ejemplo, los ciclos de conducción desarrollados por en la Unión Europea (NEDC, WLTP y ECE15), los desarrollados por los EE.UU (FTP, SC03SFTP, UDDS, US06 y LA92) y los desarrollados por Japón (Modo 10-15). La figura 6.8 muestra algunos ejemplos de los perfiles desarrollados.

El objetivo de todos ellos es estimar las emisiones de  $CO_2$ , el consumo de energía y la autonomía de los vehículos. El par motor, la potencia mecánica y las pérdidas de potencia dependen de las características del inversor y del vehículo. En este

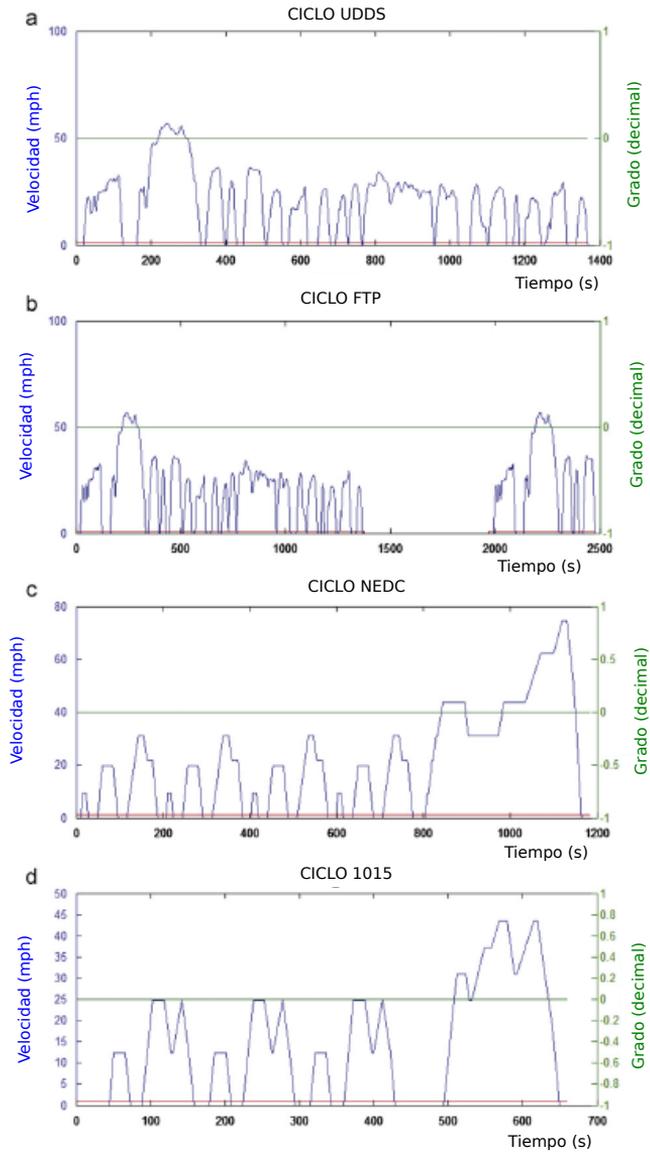


Figura 6.8: Ejemplos de diferentes perfiles o ciclos de conducción: a) Ciclo UDDS, b) Ciclo FTP, c) Ciclo NEDC, d) Ciclo 1015.

caso particular, las pérdidas del inversor se han estimado teniendo en cuenta un accionamiento de 64 kW para un VE tipo *B-segment*<sup>5</sup>.

Para justificar el rendimiento del sistema de refrigeración en condiciones operativas reales del VE, se ha aplicado a la carga una curva de pérdidas de potencia en función del tiempo (Figura 6.9(a)) derivada de un ciclo de conducción WLTP [151]. La figura 6.9(b) muestra a modo comparativo, la temperatura obtenida en la superficie superior de la resistencia en los dos escenarios definidos anteriormente (sistema refrigerado por fase simple y sistema refrigerado por cambio de fase), cuando se aplica el ciclo de conducción.

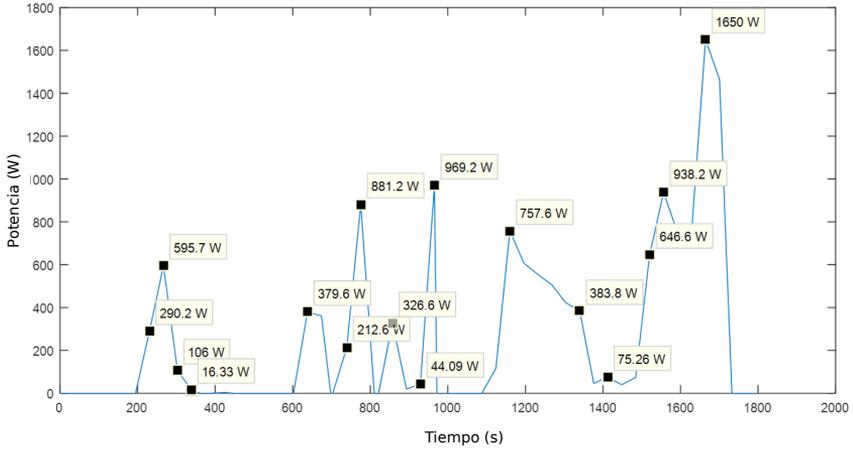
Se observa, por un lado, que al inicio del ciclo de conducción ( $t < 800$  s, donde los picos de potencia son de corta duración), el perfil de temperaturas obtenido es semejante, y la máxima diferencia de temperatura obtenida entre ambos escenarios es del orden de 10 °C. No obstante, a medida que aumenta la potencia disipada y su duración, esta diferencia también aumenta. En este sentido, al finalizar el ciclo de conducción, la temperatura máxima obtenida para el sistema refrigerado por agua/glycol es de 92°C mientras que para el sistema refrigerado por cambio de fase es de 41°C. Este hecho se traduce en una reducción de temperatura del orden de un 55.4 % para el sistema refrigerado por cambio de fase en comparación con el sistema refrigerado por fase simple.

Por otro lado, a pesar de que el sistema de refrigeración propuesto no es capaz de mantener constante la temperatura de la superficie durante todo el ciclo de conducción, se tiene un gradiente de temperatura mucho menor (la máxima diferencia de temperatura es de 17°C) en comparación con el sistema de refrigeración por fase simple donde la máxima diferencia es de 68°C.

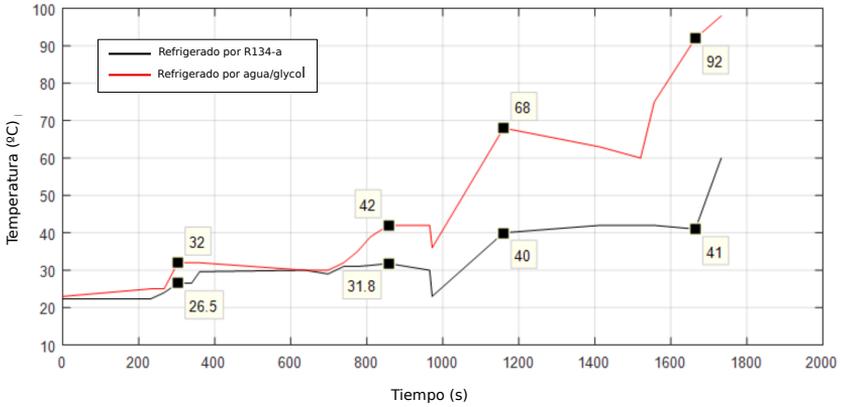
Por último, en las mismas condiciones de operación, el sistema de refrigeración propuesto mantiene las temperaturas máximas de la superficie superior de la resistencia siempre por debajo de las temperaturas obtenidas en el sistema refrigerado con agua/glycol. Por lo tanto, permite al módulo de potencia aumentar la densidad de corriente manteniendo la temperatura de los IGBTs por debajo de los límites establecidos.

---

<sup>5</sup>Los fabricantes de automóviles clasifican sus modelos en varias categorías comerciales o segmentos, A, B, C y H, que varían de acuerdo a las dimensiones, y correspondiente potencia y precio. En el B se encuadran los vehículos que miden entre 3,5 y 3,8 metros. Disponen de tres o cinco puertas y con cinco plazas en su interior.



(a) Curva derivada de un ciclo de conducción WLTP.



(b) Máxima temperatura en la superficie de las resistencias.

Figura 6.9: Temperatura máxima obtenida en la superficie de la resistencia cuando se aplica un ciclo de conducción a la carga.

## 6.5 Análisis de la distribución de la temperatura en los IGBTs del módulo inversor

La caracterización y obtención de la resistencia térmica del *cold plate* permite de manera efectiva evaluar el rendimiento de este ante los distintos métodos de refrigeración. No obstante, para comprender y poder garantizar el uso del *cold plate* cualquiera que sea la tecnología de refrigeración empleada, es necesario analizar, entre otros, el efecto de la refrigeración en la distribución de la temperatura de los distintos dispositivos IGBT del módulo inversor y la temperatura máxima alcanzada para distintos regímenes de operación.

Tal y como se explica previamente en la sección 2.3.2, la eficiencia y fiabilidad de la conversión de potencia en un módulo inversor depende tanto de la temperatura de unión máxima alcanzada en los dispositivos IGBTs como de la uniformidad y distribución de la temperatura entre los distintos dispositivos. Es necesario que todos los IGBTs operen a la misma temperatura.

El objetivo de este apartado es analizar y comparar la uniformidad y distribución de temperatura en los distintos dispositivos IGBT del módulo inversor empleando diferentes tecnologías de refrigeración. Para ello, se han realizado una serie de pruebas experimentales sobre las plataformas descritas en la sección 6.2. No obstante, para emular un flujo de calor distribuido en diversos puntos del *cold plate* (el calor generado por las cerámicas equivale al calor que generan los IGBTs en un módulo inversor), se han empleado 8 resistencias cerámicas, con una densidad de potencia media de 100 W cada una (sumando un total de 800 W), alimentadas individualmente (de 0 a 24 V) y que incorporan un termopar de tipo *K* embebido en su interior. De ese modo es posible obtener la lectura de temperatura de manera directa. Las figuras 6.10 y 6.11 muestran las características de las resistencias empleadas y su ubicación sobre el *cold plate* respectivamente.



Figura 6.10: Resistencias cerámicas Ultramic con termopar tipo *K* embebido en su interior.

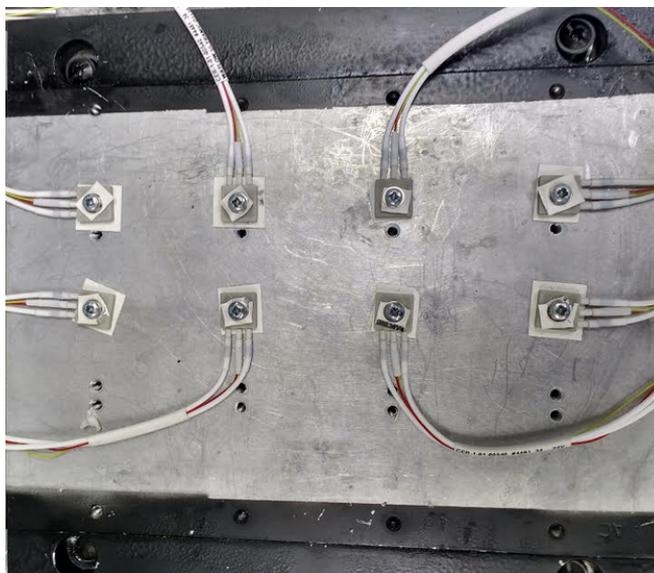


Figura 6.11. Foto real de la ubicación de las cerámicas sobre el *cold plate*.

Tal y como se muestra en la figura 6.11, para mejorar la transferencia de calor entre la cerámica y el *cold plate* se han empleado láminas de Mica. Asimismo, las cerámicas se han atornillado al *cold plate* manteniendo el mismo par de apriete en todas ellas y asegurando de ese modo que la resistencia térmica entre cada una de las cerámicas y la superficie del *cold plate* es la misma. En la siguiente sección se muestran los resultados obtenidos.

### 6.5.1 Resultados experimentales

La figura 6.12 muestra, a modo de ejemplo, algunos de los termogramas obtenidos con la cámara termográfica IR camera FLIR SC 430 en la superficie del *cold plate* para distintas potencias disipadas en dos escenarios diferentes: el primero empleando la refrigeración por fase simple y el segundo escenario empleando la refrigeración por cambio de fase. Los resultados muestran que, debido a las diferentes físicas que gobiernan las dos soluciones de refrigeración la distribución de la temperatura es diferente.

Para la refrigeración por fase simple, debido al calor que absorbe el fluido a lo largo de la dirección del flujo, las cerámicas situadas aguas abajo alcanzan

temperaturas superiores a las situadas aguas arriba. El perfil térmico es el mismo para todas las potencias, sin embargo, el gradiente de temperatura obtenido (la diferencia de temperatura entre la cerámica más caliente situada aguas abajo y la más fría situada aguas arriba), es mayor a medida que aumenta el flujo de calor o potencia disipada. Al contrario de lo que ocurre en el caso anterior, en la refrigeración por cambio de fase, debido a que la temperatura del fluido se mantiene prácticamente constante e igual a la temperatura de saturación a lo largo del recorrido por el cold plate, tanto la temperatura máxima como el gradiente de temperatura obtenidos disminuyen considerablemente.

La figura 6.13 muestra a modo comparativo las temperaturas máximas obtenidas en las cerámicas para diferentes potencias disipadas. Como se puede observar, el sistema de refrigeración propuesto mantiene las temperaturas máximas de las cerámicas siempre por debajo de las temperaturas obtenidas en el sistema refrigerado con agua/glycol.

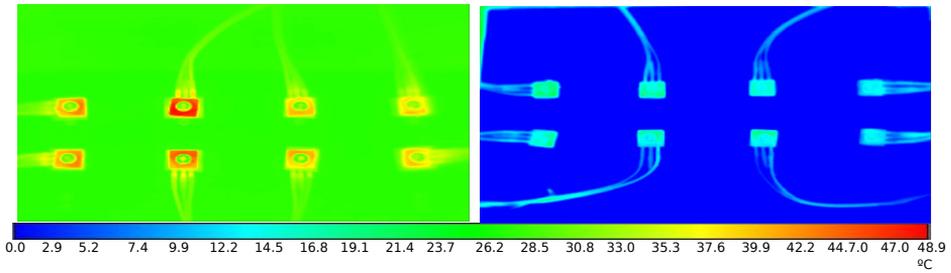
Por ejemplo, para una potencia disipada de 672 W, en el caso del *cold plate* refrigerado por el R134-a, se puede mantener la temperatura de la totalidad de las cerámicas por debajo de 80 °C. Sin embargo, en el *cold plate* refrigerado por agua/glycol, la temperatura máxima que llegan a alcanzar las cerámicas asciende a los 135 °C. Este hecho se traduce en una reducción de temperatura del orden de un 46 % para el sistema refrigerado por cambio de fase en comparación con el sistema refrigerado por fase simple.

Asimismo la figura 6.14 muestra las temperaturas medias obtenidas en las cerámicas empleando ambas tecnologías, para distintas potencias disipadas.

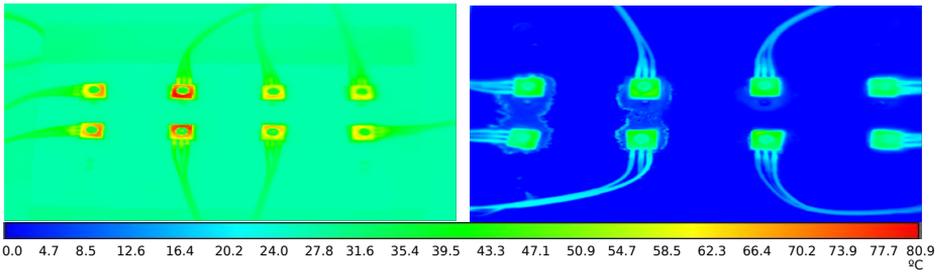
El perfil de temperaturas obtenido es semejante al analizado anteriormente, manteniendo la temperatura media de las cerámicas siempre por debajo de la temperatura obtenida en el sistema refrigerado con agua/glycol. Se observa que para una potencia disipada de 672 W, en el caso del *cold plate* refrigerado por el R134-a, se puede mantener la temperatura de la totalidad de las cerámicas por debajo de 70 °C. Sin embargo, en el *cold plate* refrigerado por agua/glycol, la temperatura media en las cerámicas alcanza los 110 °C. La mejora obtenida con el sistema refrigerado por cambio de fase, es también en este caso, del orden de un 36 % respecto al sistema refrigerado por fase simple.

Por otro lado, la figura 6.15 muestra la comparativa de los gradientes de temperaturas obtenidos para distintas potencias y las diferentes tecnologías de refrigeración.

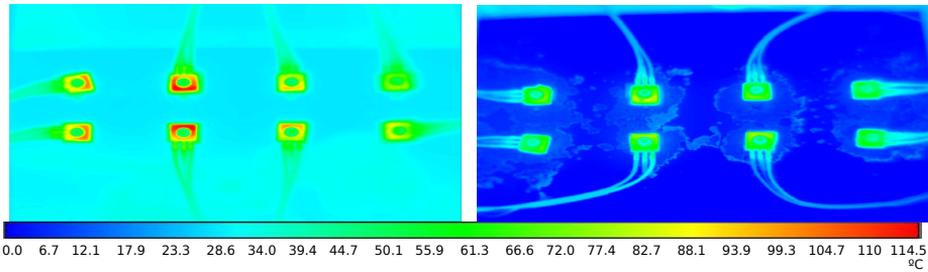
A pesar de que el sistema de refrigeración por cambio de fase no es capaz de mantener constante la temperatura de la superficie, se tiene un gradiente de temperatura mucho menor en comparación con el sistema de refrigeración por



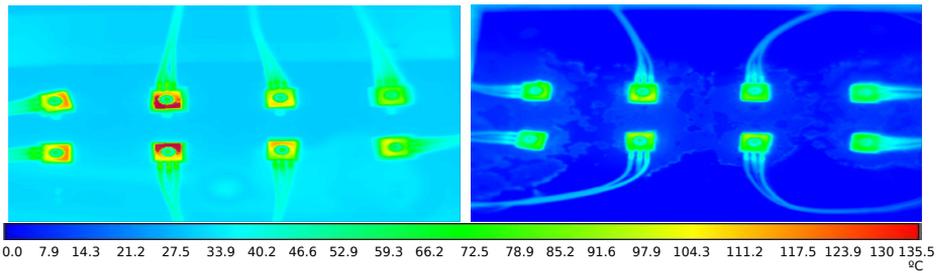
(a)  $P_{dis}=100$  W.



(b)  $P_{dis}=285$  W.



(c)  $P_{dis}=472$  W.



(d)  $P_{dis}=672$  W.

Figura 6.12: Mapa térmico obtenido con la cámara termográfica en dos escenarios diferentes para distintas potencias disipadas: sistema refrigerado por fase simple (termogramas izquierda) y sistema refrigerado con el prototipo experimental por cambio de fase (termogramas derecha).

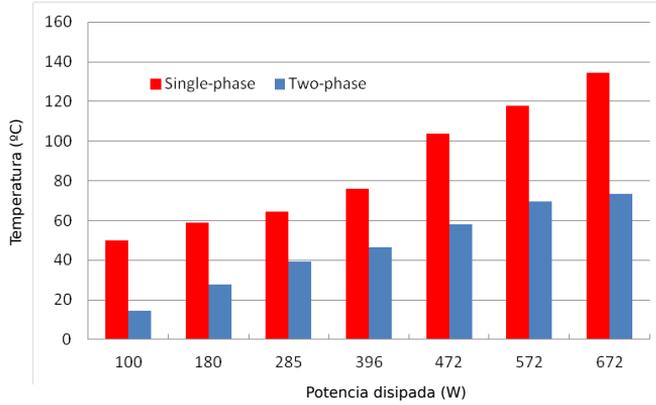


Figura 6.13: Comparativa de las temperaturas máximas obtenidas en las cerámicas para distintas potencias empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase.

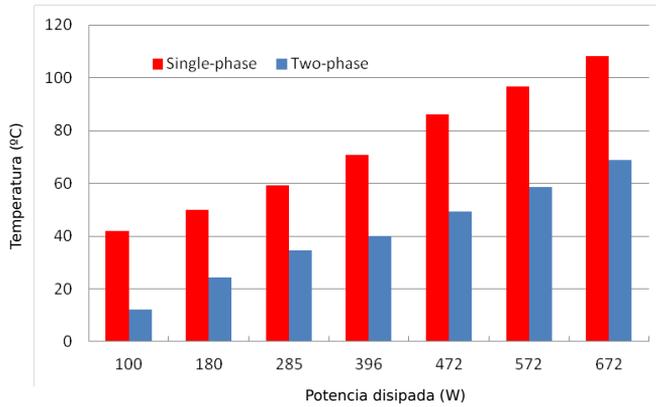
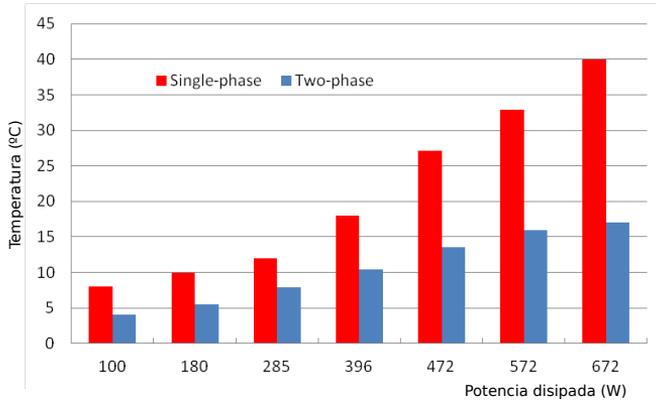


Figura 6.14: Comparativa de las temperaturas medias obtenidas en las cerámicas para distintas potencias empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase.



**Figura 6.15:** Comparativa de los gradientes de temperatura máximos obtenidos entre las distintas cerámicas para distintas potencias y empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase.

fase simple.

En ambos escenarios, a medida que aumenta la potencia disipada, el gradiente de temperatura (diferencia entre la cerámica más caliente y más fría) también aumenta. No obstante, en el sistema refrigerado por cambio de fase este incremento es lineal, mientras que en el sistema refrigerado por fase simple el incremento es exponencial. Se ha demostrado que para una potencia disipada de 672 W, el gradiente de temperatura en las cerámicas para el modelo refrigerado por agua/glycol es de 40 °C, mientras que para el modelo refrigerado por cambio de fase se puede reducir a 15 °C.

Por último, los resultados reflejados en la figura 6.16 muestran que, en las mismas condiciones de operación, el sistema de refrigeración por cambio de fase diseñado mantiene las temperaturas máximas de las cerámicas siempre por debajo de las temperaturas obtenidas en el sistema refrigerado con agua/glycol. Asimismo, siguiendo la tendencia de los resultados obtenidos experimentalmente, se estima que la capacidad de refrigeración del sistema refrigerado por cambio de fase permite aumentar las pérdidas de potencia de las cerámicas de 1 a 2 kW manteniendo la temperatura de las cerámicas por debajo de 175 °C (valor de temperatura máximo fijado de acuerdo a la temperatura de unión máxima que es capaz de soportar un IGBT). Por lo tanto, permite aumentar la densidad de corriente manteniendo la temperatura de los semiconductores por debajo de los límites establecidos.

Como conclusión y atendiendo a los resultados experimentales mostrados ante-

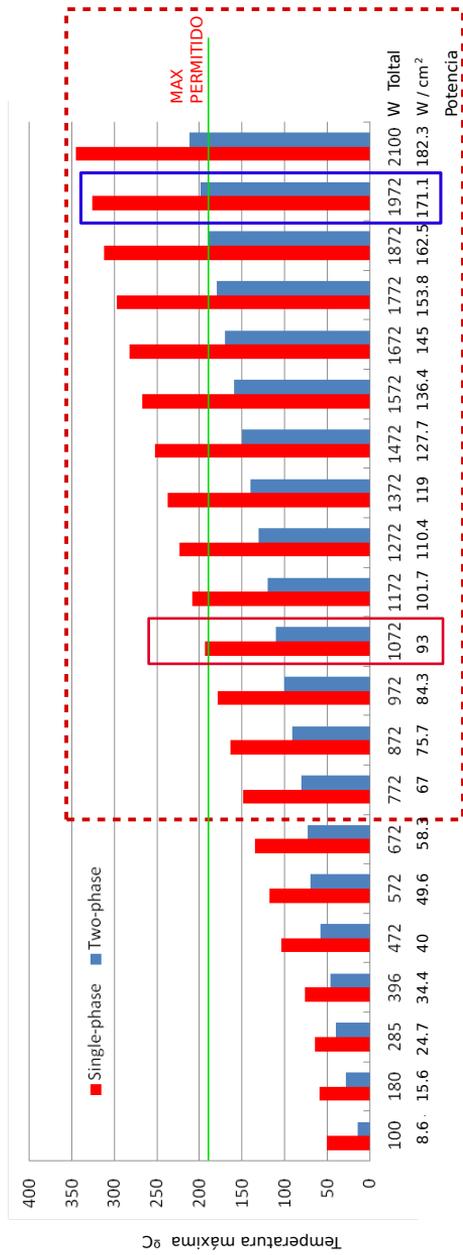


Figura 6.16: Comparativa de las temperaturas máximas estimadas a partir de los resultados experimentales para distintas potencias y empleando la refrigeración por fase simple y la refrigeración por cambio de fase.

riormente se puede afirmar que además de mejorar la capacidad de refrigeración, la refrigeración de dos fases también proporciona una superficie relativamente isotérmica [100] eliminando considerablemente el gradiente de temperatura en la superficie a enfriar. Esto es importante principalmente por dos razones. La primera, debido a que la no uniformidad de temperatura en la superficie puede inducir tensiones térmicas, fatiga térmica,... eliminar el gradiente de temperatura puede aumentar en gran medida la fiabilidad de los dispositivos [59]. Y la segunda, dado que las características estáticas y transitorias de un IGBT varían sensiblemente con su temperatura de unión, para conseguir una distribución de corriente adecuada, es necesario implementar un sistema de refrigeración que disminuya al máximo el gradiente de temperatura en la superficie del disipador.

## 6.6 Modelo de simulación multifísica mediante elementos finitos

Como se ha expuesto anteriormente (sección 6.1), los modelos de simulación diseñados en esta tesis han sido desarrollados mediante el modelado 3D basado en FEM. La plataforma de simulación multifísica empleada ha sido COMSOL 5.2.

El método FEM es un método numérico común para resolver y obtener una aproximación de la solución de las ecuaciones diferenciales parciales (EDP) y se caracteriza por dividir el dominio del modelo en un gran número de subdominios o elementos finitos. El conjunto de elementos finitos forma una partición del modelo que se denomina también como discretización. La división del dominio se aproxima a una malla y el análisis se lleva a cabo para cada uno de los elementos que se han generado. Los sistemas físicos se expresan mediante EDPs que describen las variaciones de las propiedades en el espacio y a lo largo del tiempo y necesitan de ciertas condiciones (iniciales y de contorno) para su resolución. De ese modo es posible definir fenómenos físicos tales como: la transferencia de calor, la dinámica de fluidos, etc...

Se puede definir a COMSOL Multiphysics como una herramienta de resolución de ecuaciones en derivadas parciales basada en el método de los elementos finitos, que incorpora predefinidos una gran cantidad de modelos y que permite la utilización simultánea de diferentes modelos dando lugar a una resolución multifísica de un mismo problema [152, 153].

La figura 6.17 muestra la interacción que existe entre las distintas físicas en un módulo de potencia.

Sin embargo, los tiempos de ejecución de estas simulaciones varían mucho en

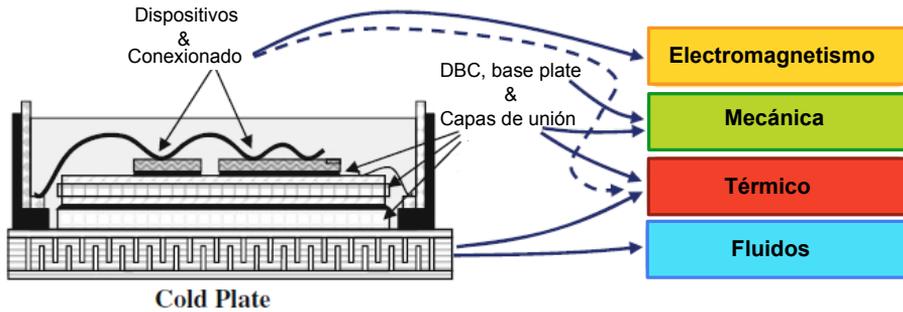


Figura 6.17: Sección de un módulo de electrónica de potencia donde se observa la interacción entre las diferentes físicas.

función de número de modelos (o físicas) que se desea analizar. Por ejemplo, las simulaciones destinadas al análisis térmico y transferencia de calor por conducción en el convertidor de potencia (módulo térmico) requieren tiempos de simulación inferiores a 1 minuto. En estos casos, el modelo de simulación puede ejecutarse en un ordenador convencional sin problemas. Sin embargo, cuando se trata de validar y analizar la transferencia de calor en el módulo convertidor por conducción, convección y ebullición simultáneamente acoplando distintas físicas (acoplamiento entre el módulo térmico, el módulo de fluidos y el cambio de fase) entre sí, las simulaciones se extienden durante horas e incluso días. En estos casos, es necesario recurrir a sistemas de computación más sofisticados. Otra opción es utilizar ciertas condiciones (iniciales y de contorno) obtenidas previamente por experimentación.

Por esta razón, en la presente tesis, se propone un modelo de simulación donde se simplifica la complejidad de la física asociada al fenómeno de cambio de fase (existencia simultánea de las dos fases cuando el fluido circula a través del *cold plate* y transferencia de calor por convección y ebullición al mismo tiempo), insertando como condición de contorno el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , obtenido experimentalmente (sección 6.3).

El objetivo final es desarrollar un modelo de simulación 3-D en COMSOL 5.2 para el módulo inversor de electrónica de potencia SKIM909GD066HD de SEMIKRON, refrigerado por el *cold plate* NHC-152, que permita evaluar, de manera útil y sencilla, la capacidad del sistema de refrigeración en dos escenarios diferentes. En el primer escenario, empleando agua/glycol como refrigerante por fase simple y en el segundo el refrigerante R-134a con cambio de fase.

A continuación, en las siguientes subsecciones, se presentan los pasos que se han llevado a cabo en el diseño del modelo de simulación.

### 6.6.1 Diseño de geometría y condiciones de contorno

La definición del problema de modelado y su análisis multifísico se inicia seleccionando el modelo físico a analizar e introduciendo su geometría. El siguiente paso consiste en especificar las propiedades físicas y las condiciones iniciales y de contorno en los diferentes subdominios de estudio.

La figura 6.18(a) muestra la geometría del *cold plate* en 3-D y las 3 resistencias de potencia (empleadas durante la caracterización experimental) y las condiciones de contorno establecidas en el modelo de simulación. Se considera que el calor es generado uniformemente a lo largo de la resistencia y que el modelo es adiabático, es decir, no intercambia calor con el exterior. Como muestra la figura 6.18(b), el *cold plate* está compuesto por dos termosifones de 3 canales en paralelo. La sección interior de los canales es circular con aletas. Asimismo se ha considerado la condición de no deslizamiento en las paredes internas de los canales. Por último, las simulaciones se han realizado en estado estacionario.

### 6.6.2 Modelado numérico

Por un lado, el análisis computacional del modelo multifísico diseñado para el estudio de la refrigeración por fase simple, se ha realizado combinando las ecuaciones que definen el comportamiento del fluido (ecuaciones de Navier-Stokes) con las ecuaciones que definen la transferencia de calor por conducción en un medio sólido y las ecuaciones que definen la transferencia de calor por convección en el fluido.

La expresión (6.7) define la transferencia de calor por conducción, convección y radiación en un medio sólido [152]:

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_{trans} \cdot \Delta T \right) + \Delta \cdot (q + q_r) = Q + Q_{ted}, \quad (6.7)$$

donde,  $\rho$  es la densidad,  $C_p$  es la capacidad calorífica a estrés constante,  $T$  es la temperatura absoluta,  $u_{trans}$  es la velocidad movimiento translacional,  $q$  es el vector de flujo de calor por conducción,  $q_r$  es el flujo de calor por radiación,  $Q$  representa a otras fuentes de calor adicionales y  $Q_{ted}$  es la amortiguación termoelástica, la cual se representa como:

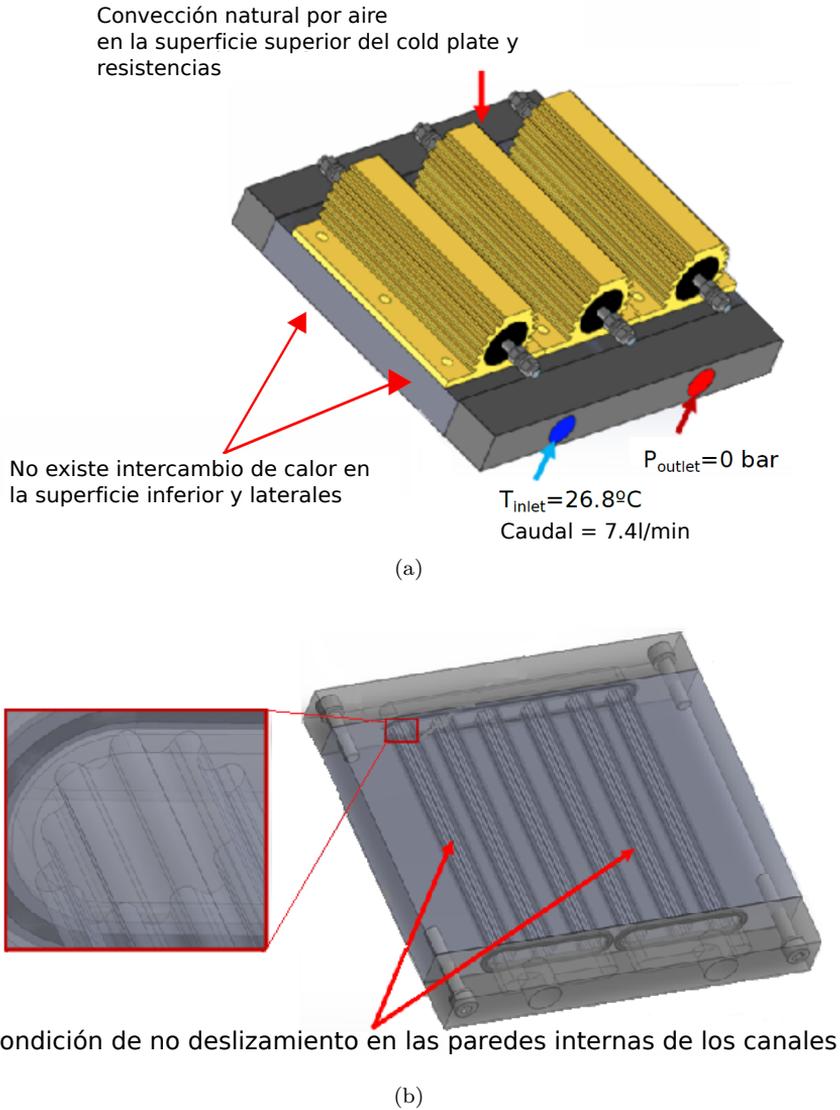


Figura 6.18: Geometría 3D del *cold plate*; a) Las 3 resistencias de potencia y las condiciones de contorno establecidas en el modelo de simulación CFD. b) Vista de los canales internos del *cold plate*.

$$Q_{ted} = -\alpha T \frac{dS}{dt}, \quad (6.8)$$

siendo  $\alpha$  es el coeficiente de expansión térmico y  $S$  es el segundo tensor de Piola-Kirchhoff.

Por otro lado, la expresión (6.9) define el comportamiento de un fluido compresible [152]:

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla[-pI + \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot u)I] + F, \quad (6.9)$$

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0, \quad (6.10)$$

donde,  $T$  es la temperatura absoluta,  $u$  es la velocidad del fluido,  $p$  es la presión del fluido,  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido y  $F$  es la fuerza por unidad de masa.

Cabe reseñar que en el modelado se ha considerado que el flujo es laminar <sup>6</sup>.

Por otro lado, el análisis computacional del modelo multifísico diseñado para el estudio de la refrigeración por cambio de fase, se ha realizado empleando las ecuaciones que definen la transferencia de calor por conducción. Atendiendo a lo descrito anteriormente, dada la complejidad del fenómeno de cambio de fase, el modelo se ha simplificado insertando el coeficiente de transferencia de calor uniforme simple,  $h$ , como condición de contorno.

### 6.6.3 Validación del modelo de simulación FEM

Para poder obtener un modelo fiable que permita analizar y evaluar la capacidad del sistema de refrigeración en el módulo inversor SKIM909GD066HD en los dos escenarios descritos anteriormente, es necesario validar el modelo de simulación implementado comparándolo con los datos obtenidos en la caracterización del *cold plate* en el prototipo experimental.

---

<sup>6</sup>El número de Reynolds representa la relación entre las fuerzas de inercia y viscosas. A bajos números de Reynolds, las fuerzas viscosas dominan y tienden a amortiguar todas las perturbaciones, lo que conduce a flujo laminar. Para altos números de Reynolds, la amortiguación en el sistema es muy baja, dando a pequeñas perturbaciones la posibilidad de crecer por interacciones no lineales. Si el número de Reynolds es suficientemente alto, el campo de flujo finalmente termina en un estado llamado turbulento.

- **Validación del modelo de simulación FEM por fase simple.**

En el modelo diseñado se ha empleado una mezcla de agua/glycol como refrigerante. Asimismo, se ha considerado la condición de no deslizamiento en la superficie en contacto con el fluido <sup>7</sup>.

Los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas coinciden en gran medida con los resultados experimentales. La figura 6.19 muestra el mapa térmico resultado de la simulación y el termograma obtenido empleando la cámara termográfica FLIR SC 430 en el prototipo experimental.

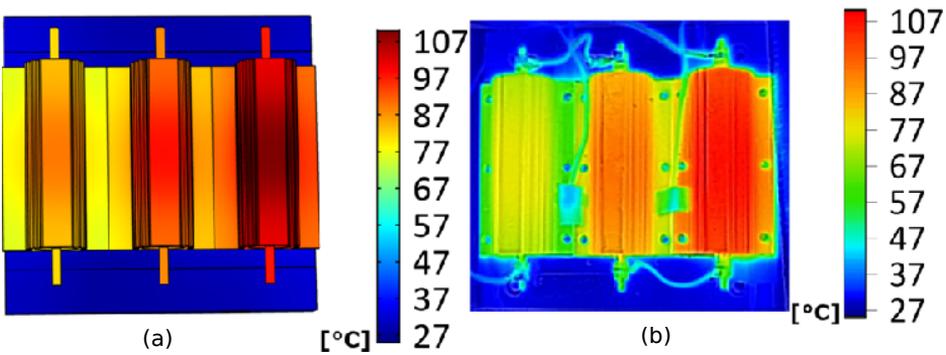


Figura 6.19: Resultados obtenidos para  $P_d = 600 \text{ W}$ , caudal =  $7.4 \text{ l/min}$ ,  $T_{inlet} = 27^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 26^\circ\text{C}$ : a) Mapa térmico resultado de la simulación; b) Termograma obtenido empleando la cámara termográfica en el prototipo experimental.

- **Validación del modelo de simulación FEM por cambio de fase.**

En el modelo se simulación realizado para el sistema de refrigeración VCTPL, no se ha simulado el proceso de evaporación en el interior del *cold plate*. No obstante, el modelo se ha simplificado insertando a lo largo de las paredes internas de los canales del *cold plate*, un coeficiente de transferencia de calor uniforme simple,  $h$ , obtenido experimentalmente, como condición de contorno. En este entorno las simulaciones se han realizado empleando el módulo de transferencia de calor (*Heat transfer Module*).

La figura 6.20 muestra el mapa térmico resultado de la simulación y el termograma obtenido empleando la cámara termográfica FLIR SC 430 en el prototipo experimental.

<sup>7</sup>La condición de no deslizamiento (*no slip condition*) para fluidos establece que en la superficie frontera del sólido, el fluido tendrá una velocidad cero relativa a la frontera del sólido.

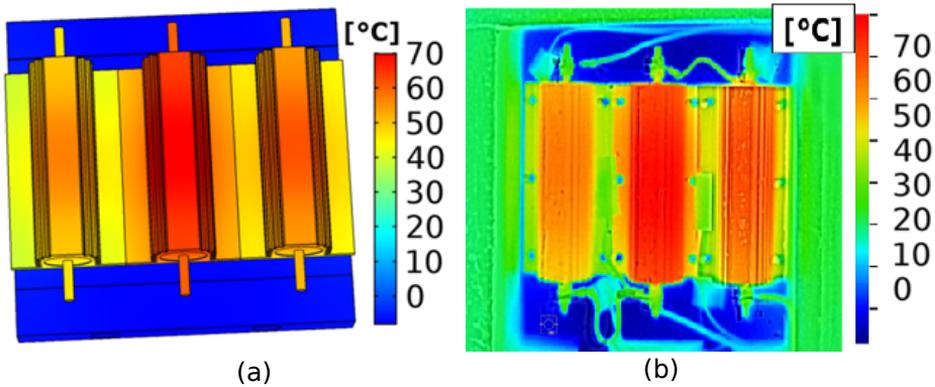


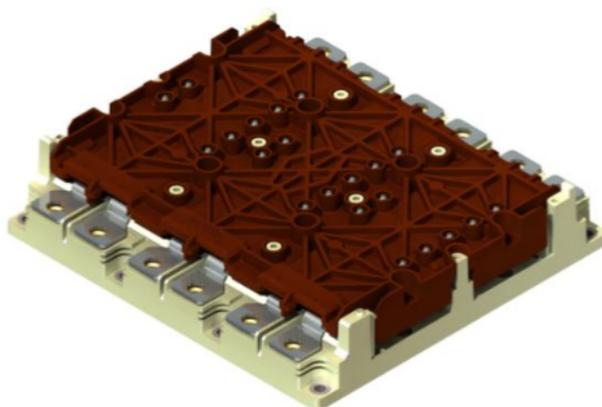
Figura 6.20: Resultados obtenidos para  $P_d = 600 \text{ W}$  y  $T_{sat} = -8^\circ\text{C}$ : a) Mapa térmico resultado de la simulación; b) Termográmá obtenido empleando la cámara termográfica en el prototipo experimental.

#### 6.6.4 Análisis numérico del inversor SKIM909GD066HD

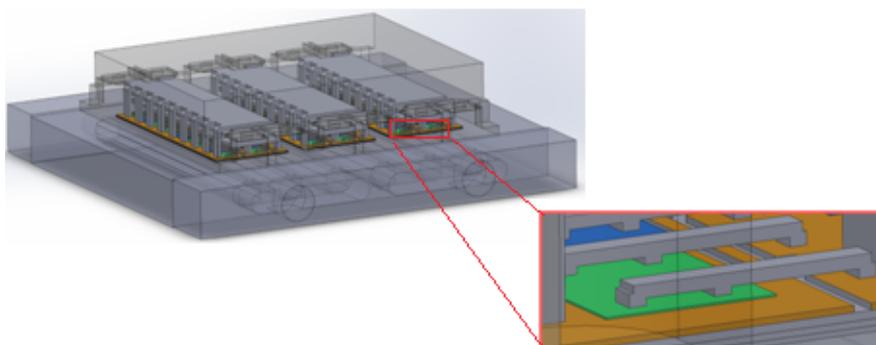
Una vez establecido y validado el modelo geométrico 3-D del *cold plate* en los apartados anteriores (6.6.3), la incertidumbre sobre los resultados de la simulación en el modelo térmico del módulo SKIM909GD066HD elegido como dispositivo de prueba, se reduce a niveles de error máximo de  $\pm 5 \%$ .

El módulo inversor de potencia SKIM909GD066HD (figuras 6.21(a) y 6.21(b)) es un módulo de gran fiabilidad, capaz de soportar grandes densidades de corriente y diseñado para trabajar en ambientes hostiles; especialmente, aplicaciones de tracción [154]. La figura 6.21(b) muestra una vista del modelo geométrico diseñado. El zoom muestra la solución adoptada para modelar el *wire bonding* en el modelo de simulación. En la tabla 6.3 se representan las características principales.

La figura 6.22 muestra una visión general de la disposición de las “capas” y elementos existentes en el modelo tridimensional desarrollado. Se considera que el calor es generado de forma homogénea en el interior de cada IGBT y diodo y que el modelo es adiabático, no intercambia calor con el entorno. No obstante, con el propósito de reducir la carga computacional del modelo diseñado, se han eliminado las “capas” superiores del ensamblado del módulo y el *wire bonding* (en una primera aproximación se considera despreciable la influencia en el balance térmico general del módulo). Asimismo, comparando las simulaciones con y sin el gel de silicona se ha visto que la diferencia entre las temperaturas resultantes es insignificante. La tabla 6.4 muestra el *layout* y las características de cada una de las capas.



(a)



(b)

Figura 6.21: a) Vista general del módulo de potencia SKIM909GD066; b) Vista del modelo geométrico diseñado en la simulación. El zoom muestra la solución adoptada para modelar el *wire bonding* en el modelo de simulación.

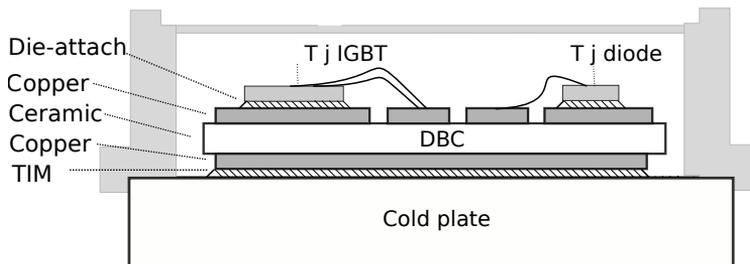


Figura 6.22: Esquema general de la disposición de las “capas” y elementos existentes en el modelo tridimensional desarrollado para el módulo de potencia SKIM909GD066HD.

Tabla 6.3. Especificaciones principales del módulo SKIM909GD066HD.

Parámetro	Valor
Tamaño del ensamblado (mm)	160 x 150 x 35
Topología	Configuración Sixpack, 3 medios puentes
Tensión de saturación Colector-emisor (V)	600
Temperatura de operación (°C)	de -40 a 150
Resistencia interna de puerta (Ω)	0.3
Máxima tensión puerta-emisor (V)	+/- 20
Medida de Temperatura	Sensor NTC integrado

Tabla 6.4: Propiedades de los materiales del ensamblado del módulo de potencia.

Capa	Material	Espesor mm	Conductividad Térmica $W/m \cdot k$	Calor específico $J/kg \cdot ^\circ C$	Densidad $kg/m^3$
IGBT chip	Silicio	0.15	130	700	2329
FWD chip	Silicio	0.24	130	700	2329
Die-attach	Ag sinterizado	0.02	250	230	7350
DBC cobre 1	Cobre	0.30	400	385	8960
Ceramica	$Al_2O_3$	0.38	35	730	3965
DBC cobre 2	Cobre	0.30	400	385	8960
TIM	TIM	0.25	2	1000	2900

El modelo de simulación desarrollado para el inversor SKIM909GD066HD permite obtener y analizar la temperatura de unión de los dispositivos IGBT y FWD. Estas temperaturas dependen de la resistencia térmica tanto del ensamblado (de los parámetros térmicos de los distintos materiales que componen el módulo) como del disipador o sistema de refrigeración empleado. Para el cálculo de la resistencia térmica, el modelo de simulación FEM desarrollado, tiene en cuenta el acoplamiento térmico y la dispersión lateral térmica de los dispositivos <sup>8</sup>.

El objetivo principal de este análisis es por un lado, comparar la capacidad de las técnicas de refrigeración planteadas, y por otro, verificar que la refrigeración por cambio de fase, permite aumentar la densidad de corriente en el módulo inversor manteniendo la temperatura de unión de los IGBTs por debajo de los límites expuestos en las aplicaciones de tracción (150 °C-175 °C).

En la siguiente sección se muestran los resultados obtenidos.

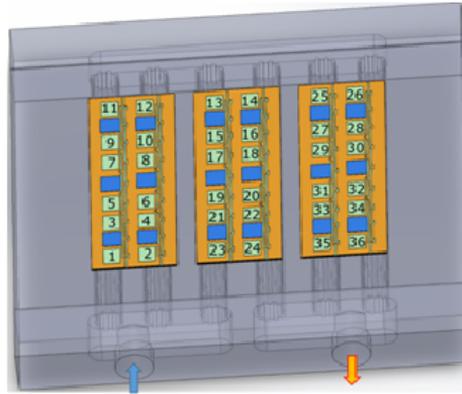
## **6.7 Resultados de la simulación. Comparación de los resultados obtenidos en la refrigeración por fase simple y por cambio de fase**

En esta sección se procederá a mostrar y analizar los resultados obtenidos en las simulaciones. Mediante el análisis FEM y comparando los resultados registrados en las tablas 6.5 y 6.6 se ha demostrado que un *cold plate* refrigerado por R134-a presenta menor resistencia térmica que un *cold plate* refrigerado por agua/glycol (la figura 6.23 muestra la posición de cada dispositivo en el módulo inversor). Las simulaciones térmicas muestran que la refrigeración por cambio de fase proporciona un rendimiento de refrigeración mucho mejor a caudales más bajos, y consigue mantener menores temperaturas en los dispositivos del módulo inversor. Por ejemplo, se observa que para una potencia disipada de 2100 W, en el caso del *cold plate* refrigerado por el R134-a, para un caudal de 0.2 l/min y una temperatura de saturación  $T_{sat} = -8\text{ °C}$ , se puede mantener la temperatura de la totalidad de los IGBTs por debajo de 62 °C. Sin embargo, en el *cold plate* refrigerado por agua/glycol la temperatura máxima en los IGBTs supera los 100 °C con un caudal de 6 l/min y una temperatura de entrada del fluido de  $T_{in} = 20\text{ °C}$ . No obstante, si se reduce el caudal a valores inferiores de 1 l/min (como en el caso de la refrigeración por cambio de fase), la temperatura de los IGBTs supera la temperatura de unión máxima permitida (175 °C). Se puede afirmar que la

---

<sup>8</sup>La dispersión lateral térmica, *Thermal lateral spread*, se refiere a la expansión que tiene el flujo de calor que atraviesa el material.

refrigeración por cambio de fase, muestra capacidad de refrigeración constante a caudales muy bajos, donde la refrigeración por fase simple se vuelve ineficaz.



**Figura 6.23:** Posición de cada dispositivo en el interior del módulo SKIM909GD066HD, diodos (en azul) y IGBTs (en verde).

La figura 6.24 muestra las temperaturas de unión máximas obtenidas en cada uno de los IGBTs en ambos escenarios. Las posiciones 1-36 hacen referencia a la posición de cada IGBT dentro del módulo inversor tal y como se puede observar en la figura 6.23. La comparativa se ha realizado para diferentes valores de caudal en función de la potencia disipada en cada caso. Se ha demostrado que el aumento del coeficiente de transferencia de calor, permite aumentar las pérdidas de potencia del inversor de 2 a 4 kW manteniendo la temperatura de unión de los IGBTs por debajo de 130 °C.

Además de mejorar la capacidad de refrigeración, la refrigeración por cambio de fase proporciona una superficie relativamente isotérmica. Para una potencia disipada de 2100 W, en el caso del *cold plate* refrigerado por agua/glycol el gradiente de temperatura obtenido es de 16 °C a 6 l/min y  $T_{entrada} = 20\text{ °C}$  mientras que el sistema refrigerado por el R134-a puede reducirlo a alrededor de 10 °C, con  $T_{sat} = -8\text{ °C}$  y un caudal de 0.2 l/min. Dado que la eficiencia de conversión de potencia de los sistemas electrónicos de potencia está determinada también por la temperatura de unión IGBT y una temperatura uniforme entre los IGBT es muy deseable, es obvio que la refrigeración de dos fases puede mejorar el rendimiento del inversor desde el punto de vista de eficiencia de conversión y confiabilidad del sistema.

Se puede realizar también una comparación adicional entre las dos técnicas de refrigeración observando los resultados de la figura 6.25. La figura 6.25(a) muestra

Tabla 6.5: Temperaturas de unión en los dispositivos IGBTs y diodos en el modelo de simulación por cambio de fase para  $T_{sat} = -8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , caudal  $= 0.2\text{ l/min}$ , y  $P_d = 2106\text{ W}$  (52 W/IGBT, 13 W/diode).

	IGBT1	IGBT2	IGBT3	IGBT4	IGBT5	IGBT6	IGBT7	IGBT8	IGBT9	IGBT10	IGBT11	IGBT12	IGBT13	IGBT14	IGBT15	IGBT16	IGBT17	IGBT18
IGBT	53.8	52.9	60.1	59.2	59.9	59	58.8	58.4	59.5	58.4	54.1	53.2	55	53.5	60.7	59.4	60.5	50.2
IGBT	61.4	59.7	61.5	60	54.8	53.3	54	51.8	59.9	57.1	59.6	57	60.5	57.2	60.6	57.8	53.8	51.8

Tabla 6.6: Temperaturas de unión en los dispositivos IGBTs y diodos en el modelo de simulación refrigerado por fase simple para  $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $P_d = 2106\text{ W}$  (52 W/IGBT, 13 W/diode), y diferentes caudales.

Flow rate	IGBT1	IGBT2	IGBT3	IGBT4	IGBT5	IGBT6	IGBT7	IGBT8	IGBT9	IGBT10	IGBT11	IGBT12	IGBT13	IGBT14	IGBT15	IGBT16	IGBT17	IGBT18
6 (l/min)	87.2	84.9	97.3	95.6	98.1	96.5	98.8	98.1	99.9	98.3	94.6	93.1	92.8	90.8	100.5	96.7	100.7	100.3
8 (l/min)	73.6	71.3	78.8	77.1	79.2	76.5	79.3	78	81	79.2	78.2	75.6	79	78.2	82.3	83.8	80.8	83.1
10 (l/min)	72.2	70.0	77.1	75.4	77.6	74.7	77.4	75.8	79.2	77.1	76.4	73.6	77.0	76.3	80.3	81.7	78.6	81.0
12 (l/min)	71.2	69.0	75.9	74.2	76.1	73.0	76.0	74.3	77.7	75.5	75.1	72.9	75.7	74.9	78.9	80.1	77.0	79.2
Flow rate	IGBT19	IGBT20	IGBT21	IGBT22	IGBT23	IGBT24	IGBT25	IGBT26	IGBT27	IGBT28	IGBT29	IGBT30	IGBT31	IGBT32	IGBT33	IGBT34	IGBT35	IGBT36
6 l/min	100.4	100.6	99.3	99.9	80.0	90.7	87.0	83.8	96.1	92.0	97.6	93.6	99.6	96.0	100.6	97.0	93.7	91.0
8 l/min	80.7	82.6	79.8	83	74.5	77.3	74.1	71.8	78.4	76.9	77.2	76.6	79.2	77.9	80.4	80	77.3	76.4
10 l/min	78.4	80.3	77.7	80.9	72.9	75.5	72.9	70.2	76.7	75.2	74.7	74.5	77.1	75.8	77.7	77.9	75.1	74.3
12 l/min	76.7	78.7	76.3	79.5	71.6	74.2	71.6	69.1	75.2	73.8	73.5	73.2	75.6	74.4	76.1	76.4	73.8	73.0

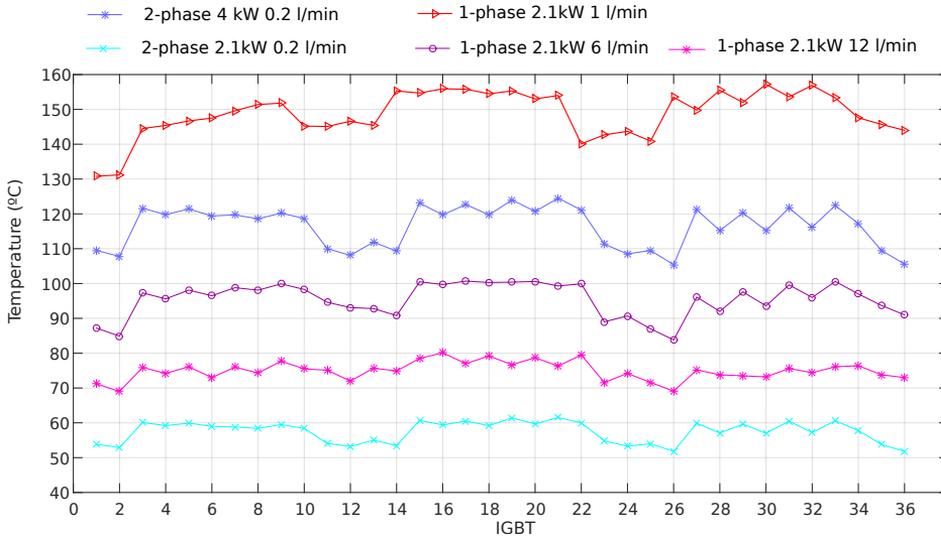
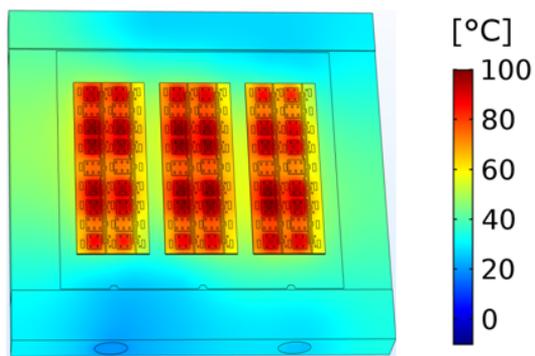


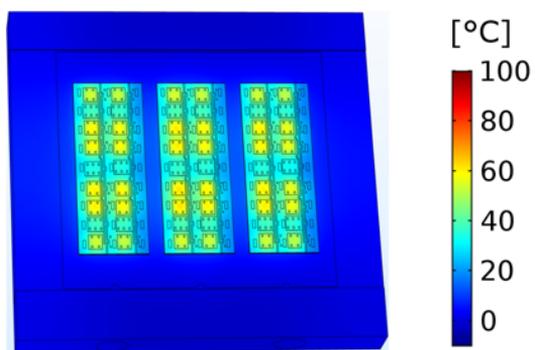
Figura 6.24: Temperaturas de unión máximas obtenidas en los IGBT en ambos escenarios: a) Refrigeración por fase simple para  $P_d = 2.1 \text{ kW}$ ,  $T_{in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  y diferentes caudales; b) Refrigeración por cambio de fase para  $T_{sat} = -8 \text{ }^\circ\text{C}$  y caudal  $= 0.2 \text{ l/min}$ , para potencias disipadas de 2.1 y 4 kW.

la distribución de la temperatura en el módulo inversor con el R134a y la figura 6.25(b) cuando es refrigerado con agua/glycol. La gran diferencia en la distribución del calor y en los valores de temperatura se debe a las diferentes físicas que gobiernan las dos soluciones de refrigeración.

Los resultados presentados en este capítulo muestran que la refrigeración por cambio de fase es mucho más eficiente que la refrigeración de fase simple y en consecuencia disminuye significativamente la temperatura máxima en los IGBT. Los resultados dan evidencia convincente de que la refrigeración por cambio de fase proporciona mayor uniformidad y menores temperaturas en los IGBTs del módulo inversor. Los resultados muestran, además, que el caudal (por tanto la potencia de bombeo) necesario para mantener los dispositivos dentro de un rango de temperaturas estable y seguro es menor en comparación con la refrigeración de una sola fase. Dado que el mecanismo de fallo principal de la electrónica de potencia está relacionada con el ciclo térmico y con las temperaturas que alcanzan los IGBT, la reducción de la temperatura, reduce tensiones termo-mecánicas durante los ciclos térmicos y ciclos de potencia, y por ello, es obvio que la refrigeración por cambio de fase puede mejorar enormemente la fiabilidad del sistema.



(a)



(b)

Figura 6.25: Resultados obtenidos en el modelo de simulación: a) Refrigeración por fase simple con un caudal = 6 l/min y  $T_{in}=20\text{ }^{\circ}C$ ; b) Refrigeración por cambio de fase para  $T_{sat}=-8\text{ }^{\circ}C$  y un caudal=0.2 l/min.

## 6.8 Conclusiones

Las conclusiones que se han obtenido en este estudio son:

- La densidad de potencia exigida en los módulos inversores en el VE es elevada y por ello es necesario aumentar la capacidad de disipar más cantidad de calor al exterior. El objetivo es reducir la resistencia térmica mejorando la tecnología empleada en la refrigeración.
- En el modelo de simulación realizado para el sistema de refrigeración VCTPL, se ha simplificado la complejidad de la física asociada al fenómeno de cambio de fase (existencia simultánea de las dos fases cuando el fluido circula a través del *cold plate* y transferencia de calor por convección y ebullición al mismo tiempo), insertando a lo largo de las paredes internas de los canales del *cold plate*, un coeficiente de transferencia de calor uniforme simple obtenido experimentalmente,  $h$ , como condición de contorno. La coincidencia entre los resultados de las simulaciones y los resultados experimentales avalan el modelo simplificado.
- El modelo de simulación FEM permite al diseñador calcular la temperatura de unión de los IGBTs de manera rápida siendo así posible evaluar la fiabilidad del módulo de potencia para diferentes métodos de refrigeración.
- Para los valores de  $h$  obtenidos, las simulaciones térmicas realizadas muestran que la refrigeración por cambio de fase proporciona un rendimiento de refrigeración mucho mejor a caudales más bajos, y consigue mantener menores temperaturas en los dispositivos del módulo inversor. Por ejemplo, se observa que para una potencia disipada de 2100 W, en el caso del *cold plate* refrigerado por el R134-a, se puede mantener la temperatura de la totalidad de los IGBTs por debajo de 62 °C. Sin embargo, en el *cold plate* refrigerado por agua/glycol la temperatura máxima en los IGBTs supera los 100 °C.
- Los resultados muestran, que, debido al alto calor latente absorbido durante la evaporización del fluido, el coeficiente de transferencia de calor asociado a los sistemas de dos fases es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección que se relacionan con una sola fase. Se ha demostrado que el aumento del coeficiente de transferencia de calor, permite aumentar las pérdidas de potencia del inversor de 2 a 4 kW manteniendo la temperatura de unión de los IGBTs por debajo de 130 °C.
- Además de mejorar la capacidad de refrigeración, la refrigeración de dos fases proporciona una superficie relativamente isotérmica y por consiguiente, aumenta la fiabilidad de los dispositivos. Se ha demostrado que para una

potencia disipada de 2100 W, el gradiente de temperatura en la superficie a enfriar en un sistema refrigerado por agua/glycol es de 16 °C, mientras que el modelo refrigerado por cambio de fase se puede reducir a 10 °C en las mismas condiciones de operación.

- Otros beneficios adicionales son la reducción de peso, volumen, y la reducción de costes. Debido a que el alto calor latente permite reducir el caudal circulante de refrigerante, para proporcionar un rendimiento similar a los sistemas de una sola fase se emplean caudales de refrigerante mas pequeños.
- La refrigeración por cambio de fase mejora el rendimiento del módulo inversor desde el punto de vista tanto de eficiencia de conversión como fiabilidad del sistema.
- A diferencia de otras alternativas de refrigeración más sofisticadas, el prototipo experimental ha sido diseñado a partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de A/C de un VE.
- Si se compara con tecnologías avanzadas basadas en la refrigeración por cambio de fase pasiva como *spray cooling*, *jet impingement cooling* o *microchannels* es la única capaz de reducir la temperatura de los dispositivos a valores por debajo de la temperatura ambiente. En consecuencia, el sistema VCTPL diseñado, es apropiado para la refrigeración de inversores de potencia en aplicaciones donde se requieren temperaturas inferiores a la temperatura ambiente.



# Capítulo 7

## Conclusiones de la tesis y trabajo futuro

### 7.1 Conclusiones

Tal y como se ha analizado en la introducción de esta tesis, el VE es la opción mejor posicionada para sustituir masivamente a los automóviles tradicionales en el mercado a medio y largo plazo. El despliegue de un nuevo modelo de movilidad basado en el VE supone una mayor eficiencia energética y menores emisiones de dióxido de carbono ( $CO_2$ ) [27, 29]. Sin embargo, y a pesar de las previsiones tan optimistas, son aún muchos los factores que impiden alcanzar su despliegue; el stock de VE mundial actual corresponde solo al 0,2% del número total de vehículos de pasajeros en circulación.

En lo que a los factores estrictamente tecnológicos se refiere, la tecnología del VE ha de mejorar su eficiencia. La densidad de potencia exigida en los módulos inversores en el VE es elevada y por ello es necesaria una refrigeración eficiente que permita disipar el máximo calor. Esto se consigue reduciendo la resistencia térmica, mejorando así la disipación de calor hacia el exterior. Para ello, se proponen nuevas estrategias de gestión térmica y tecnologías de refrigeración avanzadas en la electrónica de potencia. En este sentido, en la presente tesis se ha desarrollado una plataforma experimental para un sistema de refrigeración líquida basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de A/C de un VE (condensador, compresor, válvula de expansión), y ha sido posible ampliar el conocimiento de la aplicación eficaz y

eficiente de la refrigeración por cambio de fase en la gestión térmica práctica de los módulos de potencia asociados al VE.

En las fases iniciales del proceso de diseño, a fin de establecer un conocimiento sólido que sirva como base para el desarrollo del sistema de refrigeración, se han estudiado en detalle los conceptos fundamentales referentes a la transferencia de calor por cambio de fase, modelo térmico equivalente y características térmicas de los semiconductores.

A la hora de desarrollar la plataforma experimental la siguiente tarea ha sido caracterizar y evaluar el rendimiento del *cold plate* NHC-152 y determinar experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , debido a que no es un parámetro proporcionado por el fabricante. Asimismo, la metodología desarrollada para obtener este valor puede ser también utilizada en cualquier otro *cold plate* de forma sencilla.

En un sistema de refrigeración VCTPL, debido a la existencia simultánea de las dos fases (líquida y vapor) cuando el fluido circula a través del *cold plate* y transferencia de calor por convección y ebullición al mismo tiempo, puede ser muy complejo predecir este valor. Los resultados obtenidos en la plataforma experimental desarrollada demuestran que, debido al alto calor latente absorbido durante la evaporización del fluido, el coeficiente de transferencia de calor asociado a los sistemas de dos fases es mucho más alto que el que se encuentra en otras formas o procesos de convección que se relacionan con una sola fase.

La caracterización y obtención de la resistencia térmica del *cold plate* permite de manera efectiva evaluar el rendimiento del *cold plate* ante los distintos métodos de refrigeración. No obstante, para comprender y poder garantizar el uso del *cold plate* cualquiera que sea la tecnología de refrigeración empleada, es necesario analizar, en otros, el efecto de la refrigeración en la distribución de la temperatura de los distintos dispositivos IGBT del módulo inversor y la temperatura máxima alcanzada para los distintos regímenes de operación. En consecuencia, para justificar el rendimiento del sistema de refrigeración en condiciones operativas reales del VE, se ha comparado y evaluado su capacidad en dos escenarios diferentes. En el primero, empleando agua/glycol como refrigerante, y en el segundo, el refrigerante R-134a. En este sentido, al aplicarse a la carga una curva de pérdidas de potencia en función del tiempo derivada de un ciclo de conducción real WLTP [151] se aprecia que, en las mismas condiciones de operación, el sistema de refrigeración diseñado mantiene las temperaturas máximas siempre por debajo de las temperaturas obtenidas en el sistema refrigerado con agua/glycol. Por lo tanto, se puede concluir que la refrigeración de dos fases permite aumentar la densidad de corriente en el módulo de potencia, manteniendo la temperatura de los IGBTs por debajo de los límites establecidos.

Asimismo, se ha analizado la uniformidad y distribución de temperatura en los distintos dispositivos IGBT del módulo inversor empleando diferentes tecnologías de refrigeración. Los termogramas obtenidos con la cámara termográfica IR camera FLIR SC 430 en la superficie del *cold plate* para distintas potencias disipadas, muestran que, al contrario de lo que ocurre en el caso anterior, en la refrigeración por cambio de fase, debido a que la temperatura del fluido se mantiene prácticamente constante e igual a la temperatura de saturación a lo largo del recorrido por el *cold plate*, tanto la temperatura máxima como el gradiente de temperatura obtenidos disminuyen considerablemente.

Por otro lado, se ha desarrollado un modelo de simulación FEM (*Finite Element Method*) para el módulo inversor de electrónica de potencia SKIM909GD066HD de SEMIKRON, que permita analizar el comportamiento térmico en función de las propiedades y parámetros térmicos de los distintos materiales que componen el módulo de manera rápida, evaluando también la fiabilidad del módulo de potencia para diferentes métodos de refrigeración. En el modelo de simulación realizado para el sistema de refrigeración VCTPL, se ha simplificado la complejidad de la física asociada al fenómeno de cambio de fase insertando a lo largo de las paredes internas de los canales del *cold plate*, el coeficiente de transferencia de calor uniforme simple obtenido experimentalmente,  $h$ , como condición de contorno. La coincidencia entre los resultados de las simulaciones y los resultados experimentales avalan el modelo simplificado.

Finalmente, los resultados presentados en esta tesis muestran que la refrigeración por cambio de fase es mucho más eficaz y eficiente que la refrigeración de fase simple, disminuyendo significativamente la temperatura máxima en los dispositivos IGBT. Además de mejorar la capacidad de refrigeración, los resultados dan evidencia que la refrigeración por cambio de fase proporciona mayor uniformidad, obteniendo una superficie prácticamente isotérmica. Es decir, elimina considerablemente los gradientes de temperatura en la superficie a enfriar. Los resultados muestran, además, que el caudal (por tanto la potencia de bombeo) necesario para mantener los dispositivos dentro de un rango de temperaturas estable y seguro es menor en comparación con la refrigeración de una sola fase. Debido a que el mecanismo de fallo principal de la electrónica de potencia está relacionada con el ciclo térmico y con las temperaturas que alcanzan los IGBT, la reducción de la temperatura reduce tensiones termo-mecánicas durante los ciclos térmicos y ciclos de potencia, por lo que se concluye que la refrigeración por cambio de fase puede mejorar la fiabilidad del sistema.

## 7.2 Principales aportaciones

- **Análisis del estado de los métodos de refrigeración de los módulos de potencia asociados al VE.**

Se ha realizado un estudio profundo de los métodos de refrigeración de los módulos de potencia asociados al VE. Dicho estudio, además de presentar, clasificar y comparar las diferentes tecnologías de refrigeración, se ha centrado en los sistemas de refrigeración por cambio de fase.

En la actualidad, la investigación de estos sistemas, se centra en la caracterización experimental y predicción teórica del coeficiente de transferencia de calor, la caída de presión, el flujo de calor crítico (*CHF*, *Critical Heat Flux*), pero existe poca información sobre cómo aplicar la refrigeración por cambio de fase de manera eficaz y eficiente a la gestión térmica práctica de un módulo de electrónica de potencia.

Esto ha dado lugar a un artículo científico que ha sido publicado en la revista EKAIA, y a una publicación en congreso nacional (SAAEI).

- **Análisis del estado de las tecnologías de ensamblado de los módulos de potencia asociados al VE.**

Las especificaciones del VE imponen unos requisitos de diseño y fabricación muy estrictos: densidad de corriente elevada, alta frecuencia de conmutación, capacidad de disipar grandes cantidades de calor, soportar cambios de temperatura bruscos y trabajar en ambientes hostiles (suciedad en el motor, vibraciones). En este sentido, el continuo y rápido avance en la tecnología de los semiconductores de potencia ha conseguido dispositivos muy efectivos capaces de conducir niveles de corriente cada vez mayores. El diseño del ensamblado, sin embargo, se ha convertido en un elemento limitador en muchos casos. Para implementar un diseño fiable del módulo inversor, es crucial analizar una serie de parámetros eléctricos, térmicos y termo-mecánicos que evalúen de manera cuantitativa la mejora en el rendimiento, fiabilidad, eficiencia, densidad de potencia y coste del inversor de potencia. La combinación de una técnica de unión eficaz, una buena tecnología de interconexión, y un buen diseño térmico, termo-mecánico y eléctrico, asociado a la exitosa combinación de diferentes materiales, es crucial para integrar con éxito el inversor de potencia en el sistema de propulsión VE. Este hecho ha derivado en un amplio estudio analizando los aspectos más importantes en el desarrollo de nuevos diseños de encapsulado para mejorar el rendimiento y aumentar sus ciclos de vida. Adicionalmente, se ha realizado un análisis del estado de las tecnologías empleadas en el ensamblado de los módulos de potencia de los VEs.

Esto ha dado lugar a dos publicaciones en congreso, una nacional (SAAEI) y la otra internacional (PCIM).

- **Mejora de la capacidad de refrigeración de un módulo de potencia asociado al VE**

Se ha desarrollado un prototipo experimental basado en un ciclo de compresión a vapor y diseñado a partir de elementos convencionales ya existentes en el sistema de A/C de un VE (condensador, compresor, válvula de expansión), con el objetivo de compararlo con un sistema de refrigeración convencional basado en refrigeración líquida por fase simple. Por un lado, se ha ampliado el conocimiento en la aplicación de la refrigeración por cambio de fase en los módulos de potencia asociados al VE. Por otro lado, se ha realizado una comparación de los resultados obtenidos en ambos escenarios y se han mostrado las mejoras que ofrece el sistema de refrigeración por cambio de fase.

Esto ha dado lugar a un artículo científico que ha sido publicado en la revista *IEEE Transactions on Power Electronics* (JCR:6.8) y a 1 publicación en congreso internacional (CPE).

- **Desarrollo de un modelo de simulación FEM simplificado para el sistema de refrigeración VCTPL**

Los modelos de simulación implementados permiten calcular la temperatura de unión de los IGBTs, siendo así posible evaluar la fiabilidad del módulo de potencia para diferentes métodos de refrigeración. Asimismo, en el modelo de simulación realizado para el sistema de refrigeración VCTPL, se ha propuesto una simplificación de la complejidad de la física asociada al fenómeno de cambio de fase (existencia simultánea de las dos fases cuando el fluido circula a través del *cold plate* y transferencia de calor por convección y ebullición al mismo tiempo). Para ello, se ha insertado a lo largo de las paredes internas de los canales del *cold plate*, un coeficiente de transferencia de calor uniforme simple obtenido experimentalmente,  $h$ , como condición de contorno. La coincidencia entre los resultados de las simulaciones y los resultados experimentales han avalado el modelo simplificado. El modelo de simulación ha sido desarrollado en la *Università degli Studi di Parma*, Italia.

Esto ha dado lugar a un artículo científico que ha sido publicado en la revista *IEEE Transactions on Power Electronics* (JCR:6.8) y, a 2 publicaciones en congreso, una nacional (SAAEI) y otra internacional (PCIM).

**Tabla 7.1: Publicaciones derivadas de la presente tesis con los capítulos correspondientes.**

Capítulo	Título	Publicación
2	Influencia de la temperatura en convertidores de potencia para VE	R2, N3, N5, N6
3	Ensamblado de los módulos de potencia de los VE	I3, N2
4	Métodos de refrigeración asociados a los módulos de potencia del VE	R1,N4
5,6	Aportaciones en la mejora del sistema de refrigeración de un módulo de potencia asociado al VE	R3, I1, I2, N1

**Notas:**

*Ix:* congreso internacional

*Nx:* congreso nacional

*Rx:* revista científico-técnica

### 7.3 Publicaciones derivadas del presente trabajo

El trabajo desarrollado en esta tesis ha sido parcialmente publicado en varias revistas, congresos internacionales y congresos nacionales. En la tabla 7.1 se relacionan los trabajos publicados con los capítulos de la presente tesis. Las publicaciones derivadas de esta tesis son:

- **Publicaciones en revistas científico técnicas.**

R1) **I. Aranzabal**, A. Matallana, O. Oñederra, I. Martínez de Alegría, D. Cabezuelo. “Ibilgailu elektrikoen potentzia-bihurgailuen hozte-metodoak.” Ekaia, Volumen: Especial, 2016.

R2) D. Cabezuelo, A. Matallana, J. Andreu, **I. Aranzabal**, I. Kortabarria. “Ibilgailu elektriko, hibrido eta erregai piladunak. Teknologiaren egoera.” Ekaia, Volumen: Especial, 2016.

R3) **I. Aranzabal**, I. Martínez de Alegría, N. Delmonte, P. Cova, I. Kortabarria. “Comparison of the heat transfer capabilities of conventional single-phase and two-phase cooling systems for electric vehicle IGBT power module”. IEEE Transaction on Power Electronics, vol. 34, pp. 4185-4194. Índice de impacto (**JCR**): **6.8**.

- **Publicaciones en congresos internacionales.**

I1) **I. Aranzabal**, I. Martínez de Alegría, J.I. Garate, J. Andreu, N. Delmonte. “Two-Phase cooling for electric vehicle IGBT power module.” International Conference on Compatibility, Power Electronics and Power Engineering (CPE 2017). págs: 495-500. Cádiz (España).

I2) **I. Aranzabal**, N. Delmonte, P. Cova, I. Martínez de Alegría, I. Kortabarria. “Two-Phase liquid cooling for electric vehicle IGBT power module thermal management”. Power International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM 2017). págs: 969-973. Nuremberg (Alemania).

I3) **I. Aranzabal**, A. Matallana, O. Oñederra, I. Martínez de Alegría, D. Cabezuelo. “Status and advances in Electric Vehicle’s power modules packaging technologies”. Power International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM 2016). págs: 1971-1978. Nuremberg (Alemania).

- **Publicaciones en congresos nacionales.**

N1) **I. Aranzabal**, I. Martínez de Alegría, J. I. Garate, I. Kortabarria, E. Ibarra. “Comportamiento térmico de un inversor de potencia refrigerado por cambio de fase”. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación (SAAEI 2017). pags: 48. Valencia (España).

N2) **I. Aranzabal**, A. Matallana, O. Oñederra, I. Martínez de Alegría, D. Cabezuelo “Estado actual y avances en las tecnologías de ensamblado de los módulos de potencia asociados al vehículo eléctrico”. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación (SAAEI 2016). pags: 1-6. Elche (España).

N3) O. Oñederra, A. Matallana, **I. Aranzabal**, D. Cabezuelo, I. Kortabarria. “Loss and stress reduction in VSI devices for EVs using general discontinuous PWM”. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación (SAAEI 2016). págs: 1-6. Elche (España).

N4) **I. Aranzabal**, N. Arandia, O. Oñederra, J. Andreu, I. Martínez de Alegría “Estado del arte de los métodos de refrigeración de los módulos de potencia asociados al vehículo eléctrico”. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación (SAAEI 2015). págs: (1-6). Zaragoza (España)

N5) O. Oñederra, N. Arandia, A. Matallana, **I. Aranzabal**, I. Kortabarría. “Técnicas para incrementar la eficiencia de los inversores para vehículo eléctrico”. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación (SAAEI 2015). págs: (1-5). Zaragoza (España)

N6) A. Matallana, J. Andreu, **I. Aranzabal**, V. López, Á. Pérez-Basante. “Estado del arte de la tecnología planar y trench de IGBTs de silicio”. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación (SAAEI 2015). págs: 1-6. Zaragoza (España)

## 7.4 Líneas de trabajo futuro

En esta sección se presentan varias líneas de investigación que propone el autor para dar continuidad al trabajo presentado en esta tesis. Estas líneas son:

- **Mejora del diseño del *cold plate* para aumentar la transferencia de calor en el cambio de fase.** En la presente tesis se ha empleado un *cold plate* estandar diseñado para refrigerar módulos de potencia mediante refrigeración líquida por fase simple. La geometría de los canales internos del *cold plate* han sido diseñados y optimizados para el empleo de un fluido en estado líquido. En este sentido, una nueva geometría de *cold plate* que tenga en cuenta la física asociada a la refrigeración por cambio de fase puede suponer una mejora significativa en el coeficiente de transferencia de calor.
- **Integración de la refrigeración del módulo de potencia en el circuito de climatización del VE.** Actualmente, en la literatura técnica no existen muchas referencias de sistemas de refrigeración de módulos de potencia encaminados a ser integrados en el sistema de climatización. Tanto el consumo como el tamaño del compresor son factores determinantes para su integración en el VE. Por esta razón, para completar y optimizar en su totalidad el sistema de refrigeración, se propone investigar en la miniaturización del compresor, así como en el diseño de un buen control que permita

reducir su consumo.

- Uno de los campos que se intuye más probable en la refrigeración por cambio de fase, es la **refrigeración por inmersión o *pool boiling***. En esta tesis se ha considerado esta tecnología, no obstante un análisis más exhaustivo pudiendo implementar un prototipo, permitiría extraer resultados experimentales que avalen la eficacia de esta técnica.

## 7.5 Agradecimientos

El trabajo descrito en esta publicación ha sido generado y patrocinado por el Departamento de Educación, Política Lingüística y Cultura del Gobierno Vasco en base a las ayudas para apoyar las actividades de grupos de investigación del sistema universitario vasco IT978-16. Asimismo, ha sido financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad a través del proyecto de investigación DPI2014-53685-C2-2-R y los fondos FEDER así como por el Gobierno Vasco a través del proyecto de investigación KT4TRANS del programa ELKARTEK (KK-2015/00047 y KK-2016/00061).



# Anexo A

## Fundamentos básicos de transferencia de calor

### A.1 Fundamentos básicos de la transferencia de calor

Un diseño térmico adecuado es crucial para una operación fiable de los semiconductores en los convertidores de potencia. El incumplimiento de los límites de temperatura puede llevar a una ruptura repentina del semiconductor o una degradación gradual de sus prestaciones y una reducción de su tiempo de vida. Conociendo el modelo térmico (resistencias y capacidades térmicas) de los dispositivos y las pérdidas generadas se pueden estimar las temperaturas de las uniones semiconductoras.

Para reducir la temperatura de operación del dispositivo y las oscilaciones térmicas, es necesario facilitar la evacuación de calor seleccionando el encapsulado del semiconductor y el medio de refrigeración adecuado.

En este sentido, con el objetivo de diseñar un sistema de evacuación de calor eficiente que permita mantener la temperatura de los semiconductores por debajo de un nivel seguro, es necesario analizar algunos conceptos fundamentales referentes a la transferencia de calor.

La transferencia de calor se define como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas [155]. La transferencia de calor entre los cuerpos ocurre

cuando entre ellos existe una diferencia de temperatura, de manera que el cuerpo más caliente transfiere energía al cuerpo más frío. La ecuación que describe el fenómeno de transferencia de calor es la ecuación de energía<sup>1</sup> [156],[157]:

$$\rho C_p \frac{\partial T(\vec{r}, t)}{\partial t} = \nabla [k \nabla T(\vec{r}, t)] + q_s(\vec{r}, t), \quad (\text{A.1})$$

donde  $T$  es la temperatura,  $\rho$  es la densidad,  $C_p$  es el calor específico<sup>2</sup>,  $q_s$  es el calor generado dentro del volumen,  $k_i$  es la conductividad térmica en la dirección  $i$  y  $t$  es el tiempo.

La ecuación que define la energía térmica es una ecuación diferencial de segundo orden no lineal. En el caso de estado estacionario y parámetros constantes la ecuación se simplifica a la ecuación de Poisson:

$$\nabla^2 T + \frac{q_s}{k} = 0. \quad (\text{A.2})$$

En el caso de ausencia de fuente de calor en el volumen estudiado se reduce a la ecuación de Laplace:  $\nabla^2 T = 0$

Las ecuaciones de Poisson y Laplace pueden ser resueltas utilizando técnicas convencionales de ecuaciones diferenciales si las condiciones de contorno son lineales y la geometría esta claramente definida. En otros casos se deben utilizar técnicas numéricas.

Tradicionalmente se distinguen tres mecanismos básicos de transmisión de calor conocidos como conducción, convección y radiación. Cada uno de estos modos pueden estudiarse por separado, si bien en la mayoría de las aplicaciones en ingeniería se da simultáneamente una combinación de las tres formas. Por otro lado, la transmisión de calor es un fenómeno complejo tridimensional definible mediante ecuaciones en derivadas parciales. No obstante, en muchos casos prácticos existen direcciones predominantes de transmisión cuya selección puede simplificar los cálculos con resultados muy aceptables. En este documento se considera el flujo de calor como un proceso que sucede en una única dirección predominante, es decir, como un proceso unidimensional. A continuación se estudian individualmente cada uno de los mecanismos básicos de transferencia de calor.

<sup>1</sup>  $\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} k_x \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} k_y \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} k_z \frac{\partial T}{\partial z} + q_s$

<sup>2</sup>El calor específico es la cantidad de calor por unidad de masa necesaria para elevar la temperatura de un cuerpo un grado centígrado.

### A.1.1 Conducción

La conducción, es un proceso mediante el cual el calor fluye desde una región de alta temperatura hasta una región de baja temperatura, dentro de un medio sólido, líquido y gaseoso, debido a la excitación por contacto físico directo entre las moléculas, sin intercambio de materia. Las moléculas de mayor agitación molecular transfieren ese movimiento a las de menor agitación, produciendo una elevación en la temperatura de estas últimas.

Cuando una capa de un material homogéneo presenta una diferencia de temperatura entre sus dos superficies, existe un flujo de calor desde la superficie de mayor temperatura a la de menor temperatura<sup>3</sup>. Considerando estado estacionario y transferencia unidimensional de calor, la conducción a través de una muestra sólida de material uniforme como la de la figura A.1 se describe matemáticamente mediante la ley de Fourier:

$$P_{th} = \frac{\lambda}{d} A \Delta T, \quad (\text{A.3})$$

donde,  $\lambda$  es la conductividad térmica ( $W/m \cdot ^\circ C$ )<sup>4</sup>,  $d$  es la longitud del camino del flujo de calor (m),  $A$  es el área de transferencia de calor ( $m^2$ ) y  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre ambas superficies ( $^\circ C$ ).

De acuerdo con la Ley de Fourier (ecuación (A.3)), el flujo de calor en condiciones estacionarias es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas y a la superficie e inversamente proporcional al espesor del material.

Asimismo, la resistencia térmica por conducción se puede definir como:

$$R_{th} = \frac{d}{\lambda A}. \quad (\text{A.4})$$

La conducción juega un papel muy importante en el cálculo térmico en dispositivos de potencia, ya que es el mecanismo principal de transmisión de calor entre la unión semiconductor y la capa externa del dispositivo.

---

<sup>3</sup>En este caso se supone un modelo de transferencia de calor unidimensional donde los bordes de la lámina son adiabáticos

<sup>4</sup>La conductividad térmica,  $\lambda$ , se describe como la capacidad de un medio (sólido, líquido o gaseoso) de transportar la energía térmica en forma de calor. La conductividad térmica de la materia depende de su estructura microscópica: en un fluido se debe principalmente a colisiones aleatorias de las moléculas; en un sólido depende del intercambio de electrones libres (principalmente en metales) o de los modos de vibración de sus partículas microscópicas (dominante en los materiales no metálicos).

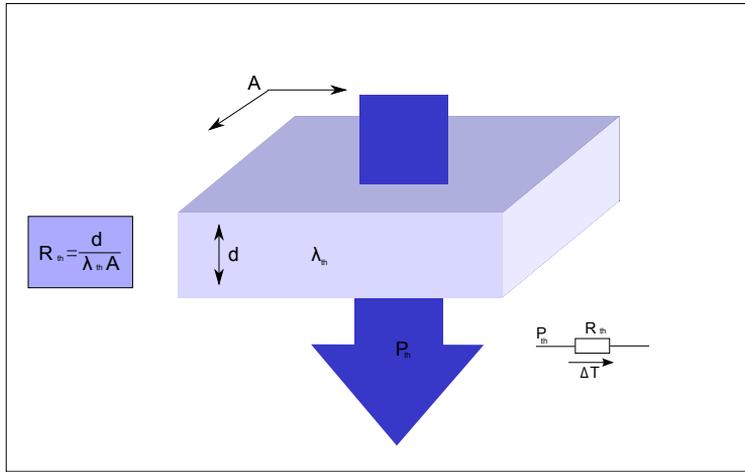


Figura A.1. Resistencia térmica de una lámina.

La tabla A.1 muestra la conductividad térmica de diferentes materiales.

Tabla A.1: Propiedades térmicas de materiales usados en dispositivos semiconductores.

Material	Conduct.	Conduct. rel.	Capacidad térm.	Densidad	Capacidad cal.	Capacidad cal. rel.
Epoxy	0,72 W/m · K	0.00200	794 J/kg · K	2020 kg/m <sup>3</sup>	1603880 J/Km <sup>3</sup>	0,4748
Silicio	148 W/m · K	0.41111	712 J/kg · K	2328,9 kg/m <sup>3</sup>	1658177 J/Km <sup>3</sup>	0,4908
Soldadura SnPb	50 W/m · K	0.13889	150 J/kg · K	8500 kg/m <sup>3</sup>	1275000 J/Km <sup>3</sup>	0,3774
Ag Die-attach	2,09 W/m · K	0.00581	714 J/kg · K	3660 kg/m <sup>3</sup>	2541840 J/Km <sup>3</sup>	0,7524
Lámina de Cu	360 W/m · K	1	380 J/kg · K	8890 kg/m <sup>3</sup>	3378200 J/Km <sup>3</sup>	1
FR4	0,35 W/m · K	0.00097	878,6 J/kg · K	1938 kg/m <sup>3</sup>	1702727 J/Km <sup>3</sup>	0,5040
Aire	0,03 W/m · K	0.00008	1007 J/kg · K	1,16 kg/m <sup>3</sup>	1170 J/Km <sup>3</sup>	0,0003

Es necesario tener en cuenta que la conductividad térmica de algunos materiales varía considerablemente con la temperatura. Por ejemplo, la conductividad del silicio varía en un 100 % entre las temperaturas máximas y mínimas típicas de operación de los semiconductores. Si la resistencia térmica del dado de silicio contribuye de una forma relevante a la resistencia térmica total, este efecto se debe tener en cuenta.



Figura A.2. Transferencia de calor mediante convección.

### A.1.2 Convección

A diferencia de la conducción, la convección es la transmisión de calor de una superficie caliente a un fluido en movimiento (líquido o gaseoso) por la transferencia de la propia materia portadora de calor (A.2). Por definición la convección es la transmisión de calor por movimiento real de las moléculas de una sustancia (a diferencia de la conducción, que lo que hace es excitar las moléculas colindantes). Este fenómeno sólo se produce en fluidos en los que por movimiento natural (diferencia de densidades) o circulación forzada (con la ayuda de ventiladores, bombas, etc.) las partículas se puedan desplazar transportando el calor sin interrumpir la continuidad física del cuerpo. Se trata del modo de transferencia de calor más difícil de estudiar analíticamente.

Cuando un fluido (gas o líquido) se mueve a través de una superficie que se encuentra a otra temperatura se produce transferencia de calor en la superficie de contacto entre ambas, cuyo signo dependerá del valor relativo de las temperaturas. La cantidad de calor transferido depende de la cantidad del fluido y la velocidad del flujo del mismo.

En condiciones geométricas y de flujo del fluido estacionarias, la transferencia de calor por convección, puede ser descrita por la ecuación de Newton de enfriamiento:

$$P_{th} = hA\Delta T, \quad (\text{A.5})$$

donde  $h$  ( $\frac{W}{m^2\text{ }^\circ\text{C}}$ ) es el coeficiente de transferencia de calor por convección, el cual queda definido a través de:

$$h = \frac{\lambda}{\ell}. \quad (\text{A.6})$$

Este parámetro depende de la geometría del cuerpo. Asimismo, la definición de la resistencia térmica viene dada por:

$$R_{th} = \frac{1}{hA}. \quad (\text{A.7})$$

La convección utilizada en refrigeración de semiconductores puede ser de tres tipos:

- Convección natural: la convección natural se da por el flujo inducido por flotación debido a la diferencia de densidades producida por las variaciones de temperatura en el fluido. En sistemas debidamente diseñados de convección natural, a nivel del mar, aproximadamente el 70 % del calor se transfiere por convección y el 30 % por radiación.
- Convección Forzada: en la convección forzada se obliga al fluido a fluir mediante medios externos, bien sea un ventilador, una bomba, un compresor, etc.
- Convección por cambio de fase: aunque la ebullición y la condensación exhiben algunas características únicas, se consideran como formas de transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección juega un papel importante en la electrónica de potencia, ya que en muchos casos los dispositivos se montan sobre disipadores que utilizan convección natural o forzada de aire o líquido.

### A.1.3 Radiación

La radiación es un proceso de transferencia de calor sin medio material y sin transporte de masa mediante radiación electromagnética. Por encima del cero absoluto de temperatura todo cuerpo emite energía radiante cuya longitud de onda es función de su temperatura. Cuando dos cuerpos se encuentran a distinta temperatura se produce un paso de calor del caliente al frío que depende, entre otros factores, de la geometría, representada por el factor de forma y de la emisividad. El valor máximo de emisividad es la unidad y corresponde a un cuerpo radiante ideal negro. El mecanismo molecular de transferencia es a través de ondas electromagnéticas. Si  $T_1$  y  $T_2$  son las temperaturas de un cuerpo radiante y la del aire que lo rodea respectivamente, entonces la pérdida de calor debido a la radiación está dada por la ecuación (A.9):

$$P_{th} = \varepsilon\sigma A(T_1^4 - T_2^4), \quad (\text{A.8})$$

donde,  $\varepsilon$  es el factor de emisividad,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann  $5,67040 \cdot 10^8 (\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C^4})$ ,  $A$  es el área de transferencia de calor ( $m^2$ ),  $T_1$  es la temperatura del cuerpo radiante( $^\circ C$ ) y  $T_2$  es la temperatura ambiente( $^\circ C$ ).

Al igual que en los casos anteriores se puede definir una resistencia térmica definida por la siguiente expresión:

$$R_{th} = \frac{\delta T}{\varepsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4)}. \quad (A.9)$$

Es también importante destacar que los cuerpos radiantes no sólo emiten radiación sino que también pueden absorberla.

## A.2 Parámetros térmicos

### A.2.1 Resistencia térmica

La resistencia térmica expresa la oposición de un cuerpo a la transferencia de calor y se define como la diferencia de temperatura observada entre los extremos de un cuerpo cuando este transfiere energía de 1 W entre ambos extremos. Como resultado de las dos ecuaciones definidas en el apartado anterior (ecuaciones (A.3) y (A.4)) se obtiene la expresión que relaciona la diferencia de temperatura, la potencia transferida y la resistencia térmica:

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{P_{th}}. \quad (A.10)$$

Por otro lado, un cálculo más exacto de la resistencia térmica requiere tener en cuenta la dispersión lateral térmica (*Thermal lateral spread*). El término *Thermal lateral spread* se refiere a la expansión que tiene el flujo de calor que atraviesa el material. El flujo de calor no fluye solo verticalmente en la dirección predominante, sino que también lo hace horizontalmente. El área ocupada (su expansión) por el flujo de calor saliente es mayor al área del flujo de calor entrante y depende principalmente de dos factores: el espesor o longitud del camino del flujo de calor  $d$ , y del ángulo de dispersión lateral,  $\alpha$ . Este parámetro es propio del conductor.

La resistencia térmica de un conductor en el que se aprecia este efecto se calcula tal y como muestra la ecuación (A.11).

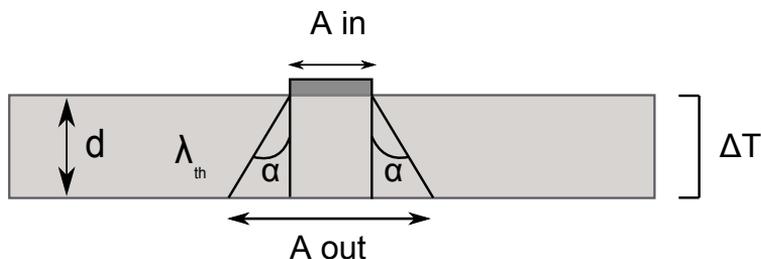


Figura A.3. Efecto del *Thermal Lateral Spread* en un cuerpo.

$$R_{th} = \frac{d}{\lambda \cdot A_{out}} = \frac{d}{\lambda \cdot (A_{in} + 2 \cdot d \cdot \tan\alpha)^2}. \quad (A.11)$$

La figura A.3 muestra la dispersión lateral térmica entre la superficie de entrada en contacto con un foco de calor de superficie  $A_{in}$  y la superficie por donde se extrae el calor.

## A.2.2 Capacidad térmica

Por otro lado, la capacidad térmica  $C_{th}$ , con unidades de  $(J/^\circ C)$ , expresa la energía almacenada en un cuerpo después de cada cambio de temperatura. Se puede expresar de la siguiente manera:

$$C_{th} = \frac{\Delta Q_{th}}{\Delta T_t}, \quad (A.12)$$

donde  $Q_{th}$  es el calor aportado y su gradiente queda definido como:

$$\Delta Q_{th} = c_{th} \cdot m \cdot \Delta T_t. \quad (A.13)$$

Es muy importante remarcar que en este caso el término  $T_t$  no representa la diferencia de temperatura entre dos puntos sino el aumento de temperatura en un punto debido al aporte de calor al cuerpo.

La capacidad térmica se calcula teniendo en cuenta la capacidad térmica específica, la densidad relativa y el volumen del material.

$$C_{th} = c_{th} \cdot \rho \cdot d \cdot A, \quad (A.14)$$

donde,  $C_{th}$  es la capacidad térmica ( $J/^\circ C$ ),  $c_{th}$  es la capacidad térmica específica ( $J/kg^\circ C$ ) y  $\rho$  es la densidad relativa.

La ecuación que expresa la variación de la temperatura del cuerpo a lo largo del tiempo debido a la capacidad térmica y al aporte de calor viene dada por:

$$C_{th} \frac{\Delta T_t}{\delta t} = \frac{\Delta Q_{th}}{\Delta t} \Rightarrow C_{th} \frac{dT_t}{dt} = \frac{dQ_{th}}{dt} = P(t). \quad (A.15)$$

La figura A.4 muestra la capacidad térmica de una muestra sólida de material uniforme.

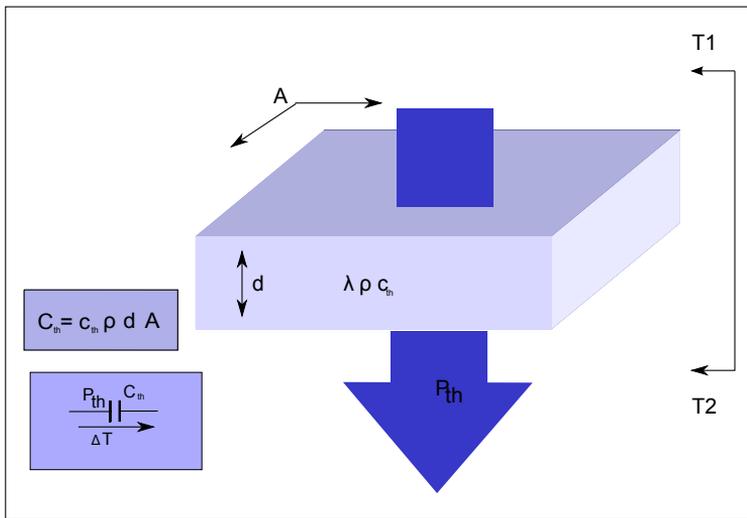


Figura A.4. Capacidad térmica de un cuerpo.

### A.2.3 Impedancia térmica

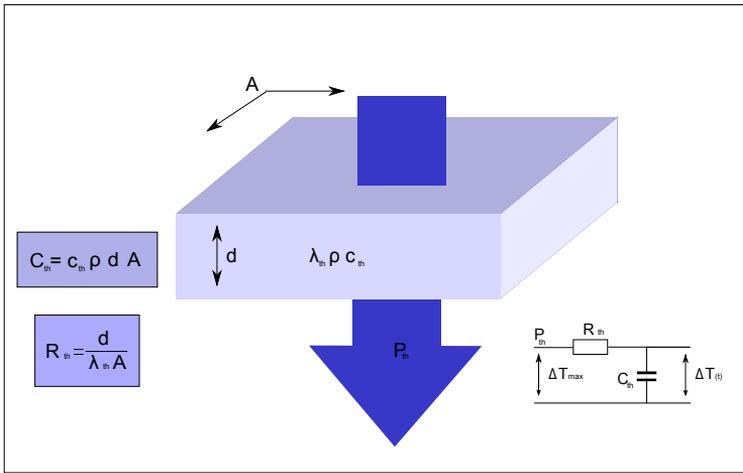
Todos los cuerpos poseen una resistencia térmica  $R_{th}$  y una capacidad térmica  $C_{th}$ . Un cuerpo con una buena conductividad térmica permite que el calor fluya mejor a través de él y opone una menor resistencia térmica. Sin embargo, antes de que el calor empiece a fluir, pasa un periodo de tiempo en el que el cuerpo se calienta, debido en este caso a la capacidad térmica. Cuanto mayor es la masa del cuerpo a calentar mayor es la capacidad térmica. Esto da lugar a la impedancia térmica del cuerpo,  $Z_{th}$ , fruto de la combinación de la resistencia y la capacidad térmica, tal y como se muestra en la figura A.5.

La diferencia de temperatura  $\Delta T$  se define como muestra la ecuación (A.16)):

$$\Delta T(t) = \Delta T_{max}(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}), \quad (\text{A.16})$$

donde  $\tau$  se define como la constante de tiempo:

$$\tau = R_{th}C_{th}. \quad (\text{A.17})$$



**Figura A.5: Impedancia térmica de un cuerpo, combinación de resistencia y capacidad térmica.**

En resumen, la resistencia térmica representa el flujo de calor que atraviesa un cuerpo, mientras la capacidad térmica representa el calor que es almacenado en el cuerpo.

## Anexo B

# Modelo térmico equivalente

### B.1 Modelo térmico equivalente

Los modelos térmicos equivalentes, tanto en estado estacionario como transitorio, sirven para estimar las temperaturas de unión virtuales de los semiconductores y asegurar el diseño fiable de módulos. La ventaja principal de este tipo de modelos es que se pueden implementar sencillamente en cualquier simulador preparado para simular circuitos electrónicos (como por ejemplo PSIM). Asimismo, existen también otros métodos que permiten estimar la temperatura de unión de los semiconductores como por ejemplo la simulación numérica basada en elementos finitos [61, 145].

No obstante, los modelos deben ser contrastados con la realidad mediante medidas reales utilizando métodos como:

- Medida de temperatura directa en el semiconductor empleando cámaras termo-gráficas, termopares, fibra óptica u otros medios.
- Medidas indirectas de temperatura estimadas a partir de  $V_{ce}$  o  $V_{GSTH}$ , donde  $V_{ce}$  es la tensión colector-emisor y  $V_{GSTH}$  es la tensión umbral de compuerta.
- Lectura de termistores NTC incorporados en puntos relevantes del dispositivo.

Por otro lado, los modelos descritos en este anexo solo tienen en cuenta la transferencia de calor por conducción, que es la que tiene mayor relevancia dentro del

módulo inversor de potencia. Dentro del mismo no hay convección, debido a que no hay elementos gaseosos o líquidos. La fracción de calor transferida por radiación desde la unión semiconductor, donde se genera el calor, hasta el exterior de la cápsula, es relativamente pequeña y puede ser ignorada.

La convección natural, forzada y por cambio de fase, así como el pintado de superficies para maximizar la radiación de calor son importantes en el diseño del disipador externo que se acopla al módulo de potencia.

### B.1.1 Equivalencia entre magnitudes térmicas y eléctricas

Debido a la similitud de las ecuaciones, es posible establecer una analogía entre las magnitudes térmicas y las eléctricas, pudiéndose representar un problema de transmisión de calor mediante un esquema eléctrico realizado con resistencias, condensadores y fuentes de intensidad [22].

Existe una analogía entre la ley de Ohm y la relación entre potencia y temperatura.

Ley de Ohm:

$$\Delta V = R \cdot I. \tag{B.1}$$

Ley Fourier, equivalente a ley de ohm térmica:

$$\Delta T = R_{th} \cdot P_{th}. \tag{B.2}$$

Existe una analogía entre la capacidad de un condensador y la capacidad térmica que proporcionan la evolución temporal de las temperaturas.

Ecuación del condensador:

$$i_c = C \frac{dV}{dt}. \tag{B.3}$$

Ecuación de la capacidad térmica condensador <sup>1</sup>:

---

<sup>1</sup>Es importante observar que la resistencia térmica nos proporciona la diferencia de temperatura entre dos puntos,  $ij$ , mientras que la capacidad térmica nos proporciona el incremento de temperatura en un punto a lo largo del tiempo.

$$P_{th} = C_{th} \frac{dT_j}{dt}. \quad (\text{B.4})$$

En la tabla B.1 se resumen las equivalencias entre los componentes eléctricos y sus equivalentes térmicos así como las unidades empleadas.

**Tabla B.1. Equivalencia entre magnitudes térmicas y eléctricas.**

Magnitud térmica (unidad)	Símbolo	Equivalente eléctrico (unidad)
Tiempo (s)	t	Tiempo (s)
Flujo de calor (W)	P	Intensidad eléctrica (A)
Resistencia Térmica ( $\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$ )	R	Resistencia eléctrica ( $\Omega$ )
Capacidad térmica ( $\frac{\text{J}}{^{\circ}\text{C}}$ )	C	Capacidad eléctrica (F)
Energía térmica (J)	Q	Carga eléctrica (C)
Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	T	Potencial eléctrico (V)

A diferencia de la tensión de un condensador, en el que el incremento de energía se debe a un aumento de la tensión entre sus dos terminales, la energía almacenada en una capacidad térmica se debe al incremento de temperatura del cuerpo siendo la temperatura un valor absoluto. Las temperaturas se pueden medir referenciadas al cero absoluto o a la temperatura de un punto fijo, mientras que solo se pueden medir diferencias de tensión entre diferentes puntos, sin poder hacer referencia a un cero absoluto. En la equivalencia entre modelos térmicos y eléctricos se utilizará el símbolo de tierra para hacer referencia al cero absoluto de temperatura o a la temperatura de un punto fijo en el espacio.

No se puede hacer referencia a la diferencia de temperatura entre dos puntos de la capacidad térmica ya que solo se dispone de la medida de temperatura del cuerpo referido al cero absoluto o a otra temperatura de referencia fija. Al hablar de capacidad térmica solo interesa el cambio de energía almacenada a lo largo del tiempo y no en lo que sucede en el otro extremo de la capacidad.

Otro elemento importante a modelizar en los modelos térmicos es un sumidero de calor, capaz de absorber cualquier cantidad de calor sin modificar su temperatura. De acuerdo con las equivalencias descritas, un sumidero de calor capaz de mantenerse a una temperatura constante,  $T_a$ , se modeliza como una fuente de tensión de valor  $T_a$  con su terminal negativo conectado a tierra.

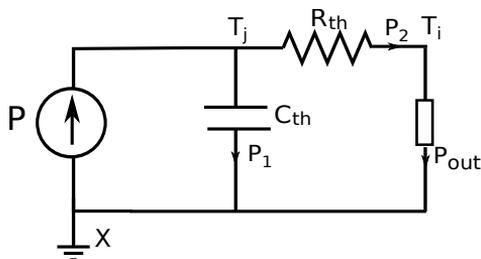


Figura B.1. Modelo térmico de una capa uniforme.

### B.1.2 Modelo térmico de una capa uniforme

En un modelo de transmisión de calor unidimensional, cuando se aporta calor a un cuerpo (en el caso de estudio de este documento disipando potencia en la unión semiconductor), parte de este calor se emplea en aumentar la temperatura del cuerpo debido a su capacidad térmica y parte de este calor se extrae por el extremo contrario de acuerdo a la diferencia de temperaturas entre ambos extremos y su resistencia térmica, de manera que la temperatura en el extremo en que se aporta calor se puede modelizar de acuerdo con el circuito equivalente mostrado en la figura B.1. La potencia aportada en el punto  $j$  se divide en la potencia empleada en aumentar la temperatura del cuerpo a través de su capacidad térmica,  $P_1$ , y la potencia que se extrae del cuerpo a través de su superficie en el punto  $i$ ,  $P_2$ .

Las ecuaciones que definen la evolución de la temperatura en el punto  $j$  respecto al punto  $x$  son<sup>2</sup>:

$$T_{jx}(t) - T_{ix}(t) = R_{th}P_2(t), \quad (\text{B.5})$$

$$P_1(t) = C_{th} \frac{dT_{jx}(t)}{dt}, \quad (\text{B.6})$$

$$P(t) = P_1(t) + P_2(t). \quad (\text{B.7})$$

La primera ecuación define el calor transferido entre el punto  $j$  y el punto  $i$ , la segunda ecuación representa el calor almacenado en el cuerpo, y la última indica que la potencia total es la suma de ambos términos.

<sup>2</sup>Se debe observar que todas las temperaturas se deben definir respecto a un punto fijo, y que la ecuación de la capacidad solo depende de la variación de temperatura respecto a dicho punto fijo.

La temperatura en el punto  $i$  depende del tipo de sumidero de potencia que exista conectado a la capa uniforme<sup>3</sup>.

Despejando las ecuaciones se obtiene la siguiente ecuación diferencial que determina la evolución temporal de la temperatura en el punto  $j$  medida respecto a un punto fijo  $x$ :

$$T_{jx}(t) + R_{th}C_{th}\frac{dT_{jx}(t)}{dt} = R_{th}P(t) + T_{ix}(t). \quad (\text{B.8})$$

Esta ecuación se debe cumplir cualquiera que sea el punto  $x$  cuya temperatura usemos como referencia para medir las temperaturas. Si se utiliza como temperatura de referencia la temperatura del punto  $i$ , entonces  $T_{jx} = T_{ji}$  y  $T_{ix} = T_{ii} = 0$  y la ecuación toma la forma:

$$T_{ji}(t) + R_{th}C_{th}\frac{dT_{ji}(t)}{dt} = R_{th}P(t). \quad (\text{B.9})$$

La solución de esta ecuación diferencial requiere del conocimiento de la condición inicial  $T_{ji}(0)$ <sup>4</sup>.

### B.1.2.1 Respuesta ante un pulso de potencia constante de duración finita

La figura B.2 muestra la evolución temporal de la temperatura del punto  $j$  en respuesta a un pulso de amplitud constante y una duración de  $t = t_{pulse}$ <sup>5</sup>.

- Evolución de la temperatura mientras se aplica el pulso.

La evolución temporal de la diferencia de temperatura  $T_{ji}(t)$  entre los dos extremos de un cuerpo compuesto por una capa uniforme de material con resistencia térmica  $R_{th}$  y capacidad térmica  $C_{th}$ , cuando se aplica un pulso rectangular de potencia en uno de los extremos se obtiene resolviendo la

<sup>3</sup>Generalmente se toma el punto  $x$  como un punto donde la temperatura permanece prácticamente uniforme en el período de estudio.

<sup>4</sup>Si se estudia el sistema desde su arranque, la temperatura del punto  $j$  es la temperatura ambiente,  $T_j(0) = T_{i0} = T_a$ , pero también se puede estudiar el comportamiento suponiendo que dicho punto se halla a una temperatura diferente inicialmente, por ejemplo si ha estado en funcionamiento anteriormente.

<sup>5</sup>Se ha tomado como punto fijo de referencia la temperatura  $T_a$  del sumidero de potencia, conectado al punto  $i$  y como condición inicial  $T_{ji0} = 0$ .

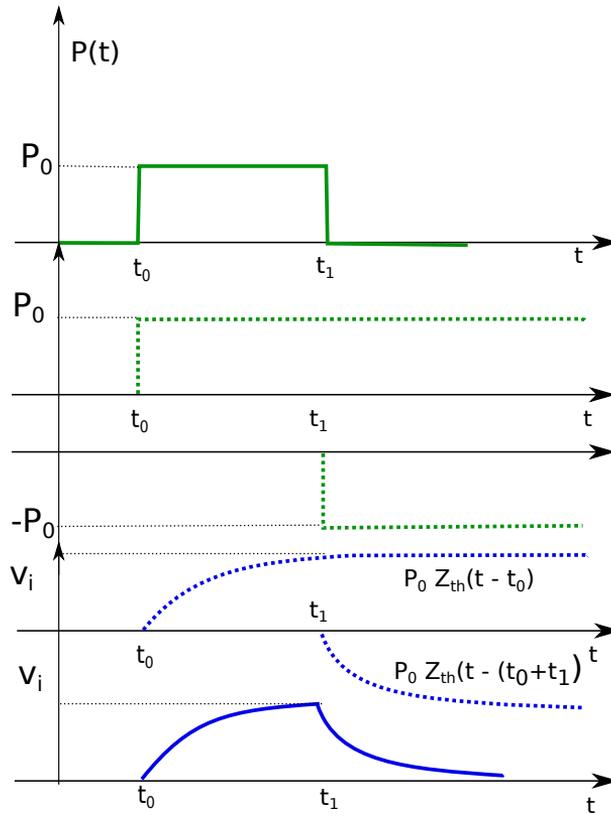


Figura B.2. Respuesta de la temperatura de la unión ante un pulso de potencia.

ecuación B.9, donde  $P(t) = P_{pulse} = cte.$ , con la condición inicial  $T_{ji}(0) = T_{ji0}$ . La solución viene dada por la siguiente expresión:

$$T_{ji}(t) = P_{pulse}R_{th} + (T_{ji0} - P_{pulse}R_{th})e^{(-\frac{t}{R_{th}C_{th}})}, \quad (B.10)$$

$$= T_{ji0}e^{(-\frac{t}{\tau_{th}})} + T_{ji\infty}(1 - e^{(-\frac{t}{\tau_{th}})}), \quad (B.11)$$

donde,  $T_{ji\infty} = R_{th}P_{pulse}$  y  $\tau_{th} = R_{th}C_{th}$ .

Al finalizar de aplicar el pulso, la diferencia de temperatura alcanza el valor máximo:

$$T_{jimax} = T_{ji}(t_{pulse}) = T_{ji0}e^{(-\frac{t_{pulse}}{\tau_{th}})} + T_{ji\infty}(1 - e^{(-\frac{t_{pulse}}{\tau_{th}})}) \quad (\text{B.12})$$

$$= T_{ji0}a + T_{ji\infty}(1 - a), \quad (\text{B.13})$$

donde,  $a = e^{(-\frac{t_{pulse}}{\tau_{th}})}$ . En el caso en que la diferencia de temperatura entre los puntos  $j$  e  $i$  sea nula inicialmente,  $T_{ji0} = 0$ , la temperatura máxima viene dada por:

$$T_{jimax} = T_{ji\infty}(1 - e^{(-\frac{t_{pulse}}{\tau_{th}})}) = T_{ji\infty}(1 - a). \quad (\text{B.14})$$

Si la duración del pulso es suficientemente prolongada, es decir si se cumple  $t_{pulse} \gg \tau$ , la parte exponencial de la ecuación acaba siendo despreciable y la temperatura alcanza el valor estacionario que se obtendría utilizando únicamente la resistencia térmica:

$$T_{ji}(\infty) = \lim_{t \rightarrow +\infty} T_{ji}(t) = R_{th}P_{pulse} = T_{ji\infty}. \quad (\text{B.15})$$

- Evolución de la temperatura una vez desaparece el pulso.

Cuando el pulso de potencia desaparece en el instante  $t_{pulse}$  la diferencia de temperaturas entre ambos extremos disminuye también de forma exponencial, tendiendo de nuevo a igualarse, de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$T_{ji}(t) + \tau_{th} \frac{dT_{ji}(t)}{dt} = 0. \quad (\text{B.16})$$

La condición inicial de dicha ecuación es el valor alcanzado en la diferencia de temperatura en el instante  $t_{pulse}$ ,  $T_{ji}(t_{pulse}) = T_{jimax}$ . Resolviendo la ecuación se obtiene:

$$T_{ji}(t) = T_{jimax}e^{(-\frac{(t-t_{pulse})}{\tau_{th}})} = (T_{ji0} + T_{ji\infty}\frac{(1-a)}{a})e^{(-\frac{t}{\tau_{th}})}. \quad (\text{B.17})$$

Tal y como se aprecia en la figura B.2, un método alternativo para resolver la temperatura de pulso único, es sumar la respuesta a un pulso de potencia positiva

que comienza cuando comienza el pulso, y un pulso de la misma potencia, pero de valor negativo, que comienza al finalizar el pulso original.

La figura B.3 muestra la respuesta de  $T_j$  a dos pulsos con la misma amplitud y de duración diferente. En dicha figura se puede observar que si se aplica un pulso lo suficientemente ancho, la temperatura de la unión alcanza el régimen estable. Por el contrario, si la duración del pulso es corta, esta no permite a  $T_j$  alcanzar el valor de régimen permanente y la temperatura máxima alcanzada es inferior.

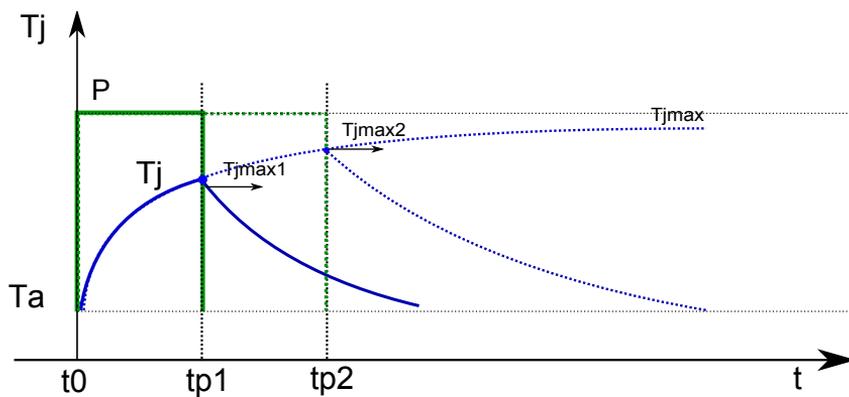


Figura B.3: Respuesta a dos pulsos de potencia de misma amplitud y diferente duración.

Se observa que la temperatura máxima alcanzada,  $T_{jmax}$ , depende de la duración del pulso, y si la duración del mismo es corta, esta es inferior a la temperatura que se alcanzaría en condiciones estacionarias si la duración del pulso fuese suficientemente prolongado, es decir, si  $t_{pulse} \gg \tau$ .

Se define la impedancia térmica transitoria, para pulso único de duración  $t$ , para un cuerpo de una única capa uniforme, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$Z_{th}(t) = R_{th}(1 - e^{-\frac{t}{\tau_{th}}}), \quad (B.18)$$

de manera que se puede obtener el incremento máximo de temperatura del punto  $j$  respecto al punto  $i$ , de forma genérica, para pulsos de potencia  $P$  y de duración  $t_{pulse}$ , utilizando la siguiente ecuación:

$$T_{ji}(t_{pulse}) = T_{ji0}e^{-\frac{t_{pulse}}{\tau_{th}}} + P \cdot Z_{th}(t_{pulse}). \quad (B.19)$$

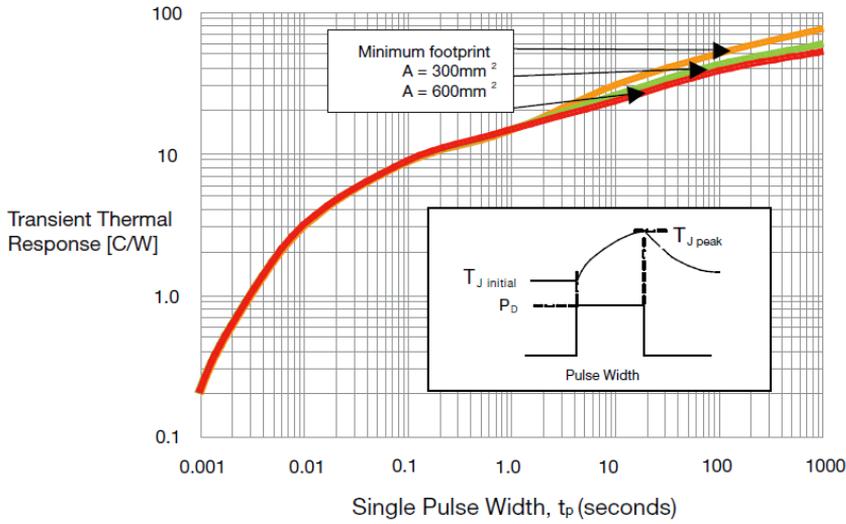


Figura B.4: Representación gráfica de la impedancia térmica transitoria de pulso único (módulo de potencia FS800 de Infineon).

La figura B.4 muestra la impedancia térmica transitoria de pulso único de uno de los IGBT-s del módulo de potencia FS800 para automoción de Infineon. En este caso el módulo está compuesto de 5 capas y la respuesta es la suma de las respuestas de las cinco capas.

Asimismo, la diferencia de temperatura alcanzada en el instante  $T$ , posterior a la desaparición del pulso vendría dada por:

$$T_{ji}(T) = T_{ji0} e^{-\frac{T}{\tau_{th}}} + P \cdot Z_{th}(t_{pulse}) e^{-\frac{(T-t_{pulse})}{\tau_{th}}}. \quad (\text{B.20})$$

### B.1.2.2 Respuesta ante una serie de impulsos al azar

En la mayoría de los casos, en el estudio de la temperatura de un dispositivo, la potencia disipada se asocia a trenes de pulsos de potencia de frecuencia y duración variable, que modifica los valores de impedancia térmica transitoria  $Z_{th}$  [10] [6]. En las siguientes apartados se estudia el comportamiento frente a diferentes trenes de pulsos de potencia.

En una serie de impulsos de potencia al azar cada impulso de potencia tiene valo-

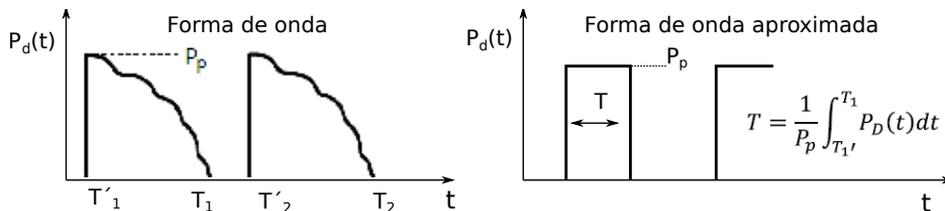


Figura B.5. Extrapolación de pulso genérico a pulso rectangular.

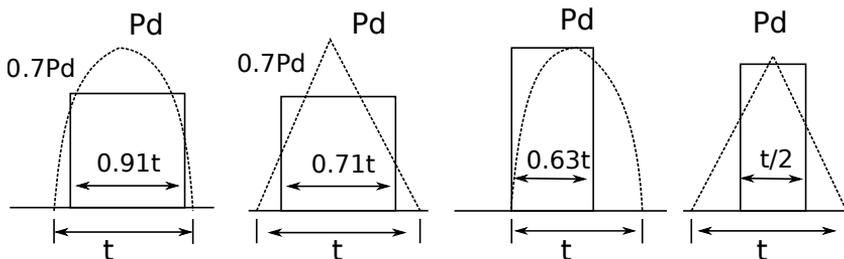


Figura B.6. Extrapolación de varias formas de pulso a pulso rectangular.

res diferentes de anchura y altura. Para simplificar el desarrollo se suponen pulsos de potencia rectangulares, aunque su forma de onda puede ser variada. Para poder estudiar el peor caso en el que el punto  $j$  alcanza la mayor temperatura, se aproxima el pulso de potencia a un pulso rectangular con el valor máximo de potencia alcanzado y el mismo área del pulso que se desea extrapolar. Por ejemplo, las figuras B.5 y B.6 muestran la extrapolación de un pulso semisinusoidal a un pulso rectangular.

El intervalo de calentamiento comienza al mismo tiempo que la aplicación del primer pulso de potencia. En una serie de impulsos de potencia al azar cada impulso tiene valores diferentes de anchura y altura. Se debe aplicar el principio de superposición, de acuerdo con el cual cada intervalo de aportación de potencia es considerado positivo en valor y cada intervalo de refrigeración (ausencia de potencia disipada) es considerado negativo. Cada intervalo de calentamiento comienza al mismo tiempo de la aplicación del impulso y se extiende al infinito. Un intervalo de refrigeración comienza al finalizar el impulso de potencia y también se extiende al infinito.

La figura B.7 muestra la evolución de la temperatura de la unión ante la aplicación de una secuencia de pulsos.

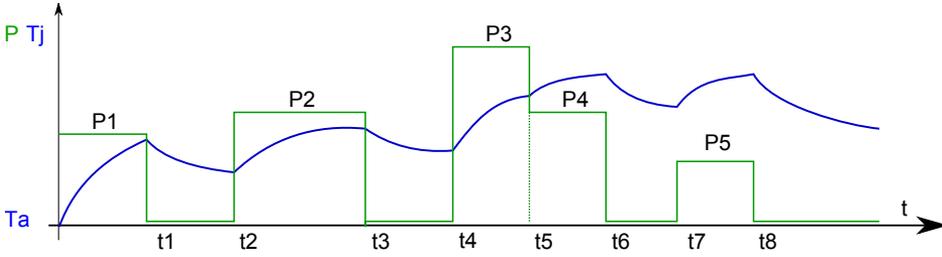


Figura B.7: Respuesta de la temperatura de la unión ante una secuencia de pulsos de potencia.

La diferencia de temperatura entre ambos extremos en el instante  $t_{1f}$ ,  $T_{ji}(t_{1f})$ , se calcula como si se tratara de un pulso simple:

$$T_{ji}(t_{1f}) = T_{ji0} e^{-\frac{t_{1f}}{\tau_{th}}} + P_1 \cdot Z_{th}(t_{1f}). \quad (\text{B.21})$$

En el instante  $t_{2i}$  la temperatura de unión se obtiene como la suma del primer pulso positivo y un pulso de refrigeración (pulso negativo), de la misma amplitud, comenzado en  $t_{1i}$ :

$$\Delta T_{ji}(t_{2i}) = P_1 \cdot R_{th} \cdot \left[ \left( 1 - e^{-\frac{t_2}{\tau_{th}}} \right) - e^{-\frac{-(t_2 - t_1)}{\tau_{th}}} \right] + \Delta T_{ji0}, \quad (\text{B.22})$$

$$= P_1 \cdot [Z_{th}(t_1) - Z_{th}(t_2 - t_1)] + T_{ji0}. \quad (\text{B.23})$$

En el instante  $t_{2f}$ :

$$T_{ji}(t_{2f}) = T_{ji}(t_{2i}) + P_2 \cdot Z_{th}(t_{2f} - t_{2i}). \quad (\text{B.24})$$

Y para el  $k$ -ésimo pulso la temperatura máxima, alcanzada en el instante  $t_{kf}$ , es:

$$T_{ji}(t_{kf}) = \sum_{m=1}^k [T_{ji}(t_{mi}) + P_i \cdot Z_{th}(t_{mf} - t_m)]. \quad (\text{B.25})$$

En la anterior expresión se deben ir concatenando tanto los pulsos de potencia como los intervalos en los que hay ausencia de disipación de potencia.

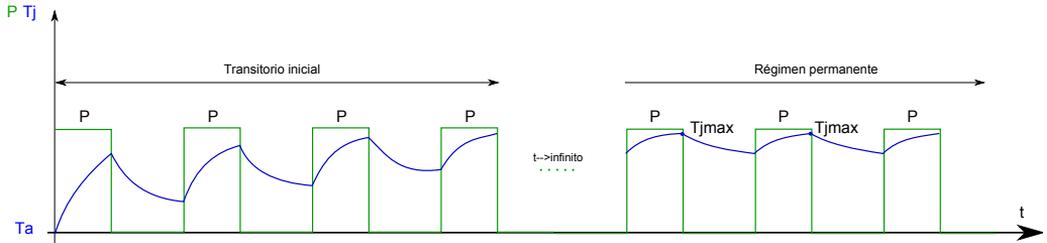


Figura B.8: Respuesta de la temperatura de la unión ante una secuencia de pulsos de potencia constantes.

### B.1.2.3 Respuesta ante una secuencia de pulsos periódica

Uno de los casos más importantes, debido a que los convertidores de potencia en régimen permanente operan de forma periódica, es una secuencia de pulsos periódica.

La figura B.8 muestra la evolución de la temperatura en función de la aplicación de una serie de pulsos de larga duración una vez alcanzado el régimen permanente. La secuencia de pulsos viene determinada por la altura del pulso,  $P$ , el período de repetición,  $T$ , y el ciclo de trabajo,  $d = \frac{t_{pulse}}{T}$ .

Se puede obtener el valor máximo de temperatura alcanzada en régimen permanente, teniendo en cuenta que en cada período de calentamiento la evolución temporal de la diferencia de temperatura viene dada por la ecuación B.13 (que se reproduce por claridad), si el período de calentamiento tiene una duración de  $t_{pulse}$ , entonces la diferencia de temperatura en dicho instante es:

$$T_{ji}(t_{pulse}) = T_{ji0}a + T_{ji\infty}(1 - a). \quad (B.26)$$

donde  $a = e^{-\frac{t_{pulse}}{\tau}}$  y  $T_{ji0}$  es la diferencia de temperatura al iniciar el período de calentamiento.

Durante el período en el que no hay aportación de calor y la temperatura cae, la evolución temporal de la temperatura viene dada por la ecuación B.17, si el período de enfriamiento termina en el instante  $T$ , la temperatura en dicho instante viene dado por (ecuación B.17):

$$T_{ji}(T) = [T_{ji0}a + T_{ji\infty}(1 - a)] b/a \quad (\text{B.27})$$

$$= T_{ji}(t_{pulse})(b/a). \quad (\text{B.28})$$

donde  $b = e^{-\frac{T}{\tau_{th}}}$ . Estudiando la secuencia de calentamientos y enfriamientos, suponiendo una diferencia de temperatura inicial nula, se puede obtener una aproximación del valor máximo de temperatura cuando se alcanza un régimen estacionario:

- 1º calentamiento:

$$T_{ji}(t_{pulse}) = T_{ji0}a + T_{ji\infty}(1 - a). \quad (\text{B.29})$$

- 1º enfriamiento:

$$T_{ji}(T) = [T_{ji0}a + T_{ji\infty}(1 - a)] b/a. \quad (\text{B.30})$$

- 2º calentamiento:

$$T_{ji}(T + t_{pulse}) = [[T_{ji0}a + T_{ji\infty}(1 - a)] b/a] a + \quad (\text{B.31})$$

$$+ T_{ji\infty}(1 - a), \quad (\text{B.32})$$

$$= T_{ji0}ab + T_{ji\infty}(1 - a)(1 + b). \quad (\text{B.33})$$

- 2º enfriamiento:

$$T_{ji}(2T) = [T_{ji0}ab + T_{ji\infty}(1 - a)(1 + b)] (b/a), \quad (\text{B.34})$$

$$= T_{ji0}b^2 + T_{ji\infty}(1 - a)(1 + b)(b/a). \quad (\text{B.35})$$

- 3º calentamiento:

$$T_{ji}(2T + t_{pulse}) = [T_{ji0}b^2 + T_{ji\infty}(1 - a)(1 + b)(b/a)] a + \quad (\text{B.36})$$

$$+ T_{ji\infty}(1 - a), \quad (\text{B.37})$$

$$= T_{ji0}ab^2 + T_{ji\infty}(1 - a)(1 + b + b^2). \quad (\text{B.38})$$

- 3° enfriamiento:

$$T_{ji}(3T) = [T_{ji0}ab^2 + T_{ji\infty}(1-a)(1+b+b^2)](b/a), \quad (\text{B.39})$$

$$= T_{ji0}b^3 + T_{ji\infty}(1-a)(1+b+b^2)(b/a). \quad (\text{B.40})$$

Generalizando el proceso:

- n-ésimo calentamiento:

$$T_{ji}((n-1)T + t_{pulse}) = T_{ji0}ab^{n-1} + \quad (\text{B.41})$$

$$T_{ji\infty}(1-a)(1+b+b^2+\dots+b^{n-1}), \quad (\text{B.42})$$

$$= T_{ji0}ab^{n-1} + T_{ji\infty}(1-a)\frac{b^n-1}{b-1}. \quad (\text{B.43})$$

- n-ésimo enfriamiento:

$$T_{ji}(nT) = T_{ji0}b^n + T_{ji\infty}(1-a)\frac{b^n-1}{b-1}b/a. \quad (\text{B.44})$$

La temperatura máxima que se alcanza con el tren de pulsos, cuando se han aplicado un número prolongado de pulsos y se ha alcanzado el régimen estacionario, se obtiene calculando el límite cuando  $n \rightarrow \infty$ :

$$T_{jimax} = \lim_{n \rightarrow +\infty} T_{ji}((n-1)T + t_{pulse}), \quad (\text{B.45})$$

$$= \lim_{n \rightarrow +\infty} \left[ T_{ji0}ab^{n-1} + T_{ji\infty}(1-a)\frac{b^n-1}{b-1} \right]. \quad (\text{B.46})$$

El primer término de la suma tiende a cero cuando  $n \rightarrow \infty$ , y teniendo en cuenta que cuando  $b < 1$ , se obtiene:

$$\lim_{n \rightarrow +\infty} \frac{b^n-1}{b-1} = \frac{1}{1-b}, \quad (\text{B.47})$$

$$T_{jimax} = T_{ji\infty} \frac{1-a}{1-b}, \quad (\text{B.48})$$

$$= P_{pulse} R_{th} \frac{1 - e^{-t_{on}/\tau_{th}}}{1 - e^{-T/\tau_{th}}}. \quad (\text{B.49})$$

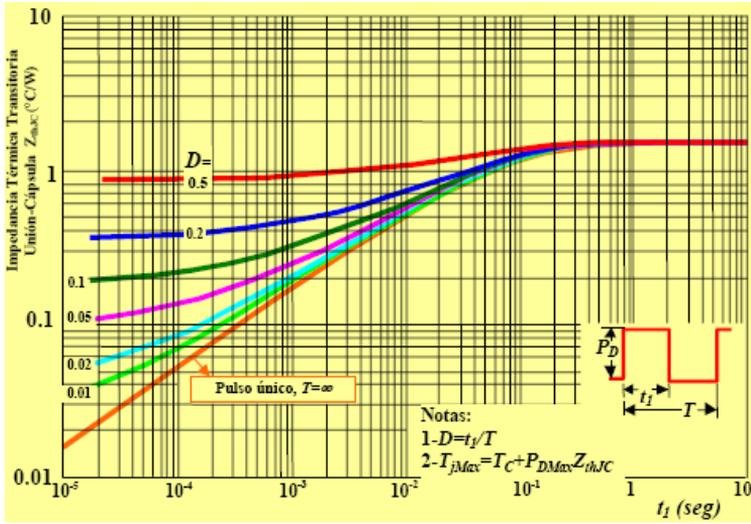


Figura B.9: Representación gráfica de la impedancia térmica transitoria para diferentes anchos de pulso, ciclo de trabajo y duración de pulso.

Este resultado permite definir la impedancia térmica transitoria genérica para trenes de pulsos periódicos con ciclo de trabajo  $d$  y ancho de pulso  $t_{pulse}$  de la siguiente manera:

$$Z_{th} = R_{th} \frac{1 - e^{-t_{pulse}/\tau_{th}}}{1 - e^{-T/\tau_{th}}} = R_{th} \frac{1 - e^{-dT/\tau_{th}}}{1 - e^{-T/\tau_{th}}}. \tag{B.50}$$

de manera que la temperatura máxima alcanzada cuando se aplica un tren de pulsos uniformes viene dada por:

$$T_{jimax} = P_{pulse} Z_{th}(D, t_{on}). \tag{B.51}$$

Los fabricantes pueden proporcionar el valor de la impedancia térmica transitoria  $Z_{th}$ , o su valor normalizado respecto a la resistencia térmica,  $r_{th} = \frac{Z_{th}}{R_{th}}$ . La figura B.9 proporciona el valor de impedancia térmica transitoria para diferentes valores de ciclo de trabajo y ancho de pulso.

### B.1.3 Modelo térmico de un módulo compuesto por varias capas

En la práctica se utilizan dos tipos de modelos térmicos de red RC [158]: el modelo de Cauer y el modelo de Foster.

- Modelo de Cauer: en la práctica los semiconductores vienen encapsulados en módulos que contienen capas de diferentes materiales superpuestos. El modelo de un cuerpo compuesto por  $n$  capas homogéneas se muestra en la figura B.10. Los puntos  $i = 1...n$  representan las temperaturas en la superficie de cada capa. Conviene observar que el modelo tiene en cuenta que parte del calor es almacenado en la capacidad térmica de cada material, y solo el calor que no es almacenado en cada capa pasa a la capa siguiente.

En este sentido, el modelo Cauer permite representar el comportamiento térmico real de los semiconductores de potencia ya que los puntos intermedios de la red RC ( $T_1, T_2...T_n$ ) representan valores de temperatura reales. Para obtenerlo es necesario conocer los parámetros físicos, geométricos y térmicos de los materiales empleados en el diseño del módulo, especialmente el parámetro “thermal lateral spread”.

Por último, el número de elementos RC empleados depende del grado de resolución que se quiera obtener del modelo y de los puntos cuya temperatura se desee obtener.

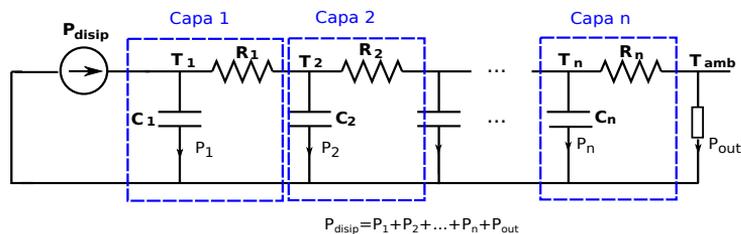


Figura B.10. Modelo térmico de varias capas uniformes o modelo de Cauer.

- Modelo de Foster: La figura B.11 representa el modelo térmico de Foster.

Si bien el modelo Cauer tiene representación física, no ocurre así con el modelo Foster. Los puntos intermedios de la red RC no representan en ningún caso valores de temperatura reales, ya que los condensadores no se hallan conectados a un punto de referencia común. En el modelo de Foster la potencia que fluye a la capacitancia térmica circula por todas las capas,

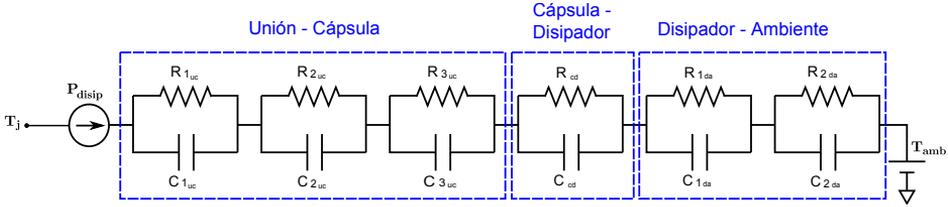


Figura B.11. Modelo de Foster

cuando en realidad la parte de la energía que se va acumulando en las capacidades térmicas de cada capa no se debería transferir a las siguientes capas.

A pesar de ello el modelo de Foster es el empleado generalmente por los fabricantes para caracterizar el modelo térmico de sus módulos de semiconductores. La principal ventaja del modelo de Foster es que permite simplificar los cálculos de la evolución temporal de la temperatura entre los extremos de un dispositivo formado por varias capas de materiales diferentes, siempre que no estemos interesados en las temperaturas intermedias, sino solo en la temperatura en ambos extremos. En la figura B.11 se puede observar que, debido a que la potencia disipada circula por todas las capas, la función analítica que proporciona la diferencia de temperatura entre el punto  $j$ ,  $T_j$ , y la temperatura del sumidero de potencia,  $T_a$ , viene dada por la suma de las respuestas de cada celda RC al mismo escalón de potencia,  $P^6$ , ya que:

$$T_{k,k+1}(t) = P \cdot R_{thk} (1 - e^{-\frac{t}{\tau_{thk}}}), \quad (B.52)$$

donde  $\tau_{thk} = R_{thk} \cdot C_{thk}$  es la constante de tiempo para el  $i$ -ésimo elemento y  $T_{k,k+1}$  la diferencia de temperatura entre ambos extremos. Por lo tanto

$$T_{ja}(t) = T_{1,2}(t) + T_{2,3}(t) + \dots + T_{k-1,a}(t) + \quad (B.53)$$

$$= P \cdot \sum_{k=1}^n R_{thk} (1 - e^{-\frac{t}{\tau_{thk}}}). \quad (B.54)$$

El número  $k$  de elementos RC en el modelo de Foster viene determinado por las medidas de temperatura realizadas por el fabricante y el grado de

<sup>6</sup>En la equivalencia térmica eléctrica  $P$  equivale a corriente, y al hallarse en serie, circula por todas las celdas RC la misma  $P$ .

exactitud deseado, pero los puntos intermedios no tienen ningún significado físico.

Utilizando el modelo de Foster se puede calcular la diferencia de temperatura entre los dos extremos de un cuerpo formado por  $n$  capas de la misma manera que en un cuerpo de una única capa mediante la definición de una impedancia térmica transitoria para pulso único<sup>7</sup>:

$$Z_{th}(t) = \sum R_{thi} (1 - e^{(-\frac{t}{R_{thi}C_{thi}})}). \quad (\text{B.55})$$

De manera que se puede obtener la diferencia de temperatura máxima alcanzada entre el punto  $j$  y el sumidero de potencia,  $a$ , para un pulso de potencia de duración  $t$ , utilizando la siguiente ecuación

$$T_{jmax}(t) = Z_{th}(t)P + T_a \quad (\text{B.56})$$

De igual modo se puede definir la impedancia térmica transitoria para un tren de pulsos periódicos, sumando las impedancias de cada capa. A modo de ejemplo la figura B.12 muestra la impedancia térmica transitoria entre la unión y el fluido de refrigeración en función del ancho de pulso de uno de los IGBTs del módulo FS800 de Infineon para automoción.

Algunos autores proponen transformaciones entre los distintos modelos Foster y Cauer [158] pero no existe una relación biunívoca.

## B.2 Modelo térmico equivalente en estado estacionario

En el caso en que el período de los pulsos de potencia es considerablemente inferior a la constante de tiempo térmica,  $\tau_{th} \gg T$ , y una vez alcanzado un régimen estacionario en el que las temperaturas permanecen constantes debido a que la energía aportada al cuerpo y, la energía evacuada del mismo se igualan, la capacidad térmica no tiene relevancia ( $\frac{dT}{dt} = 0$  y  $Z_{th} = \sum R_{thi}$ ). Por lo tanto una vez alcanzado el estado estacionario la circulación de potencia es estacionaria y se ha alcanzado un valor estable de temperatura. Para diseñar el modelo térmico, basta con utilizar las resistencias térmicas,  $R_{thi}$ , presentes en el camino del flujo

<sup>7</sup>Se debe observar que en este caso  $R_{thi}$  y  $C_{thi}$  no corresponden a resistencias y capacidades térmicas reales de las capas de diferentes materiales, sino a valores extrapolados de medidas de temperaturas.

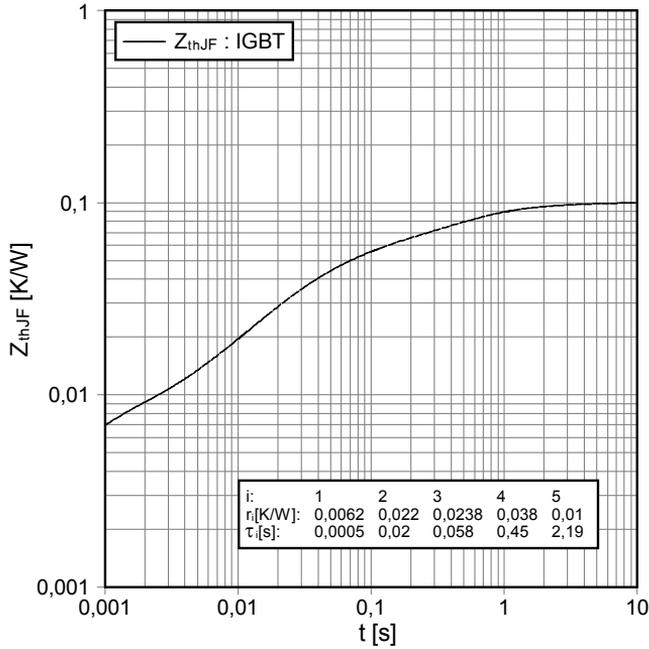


Figura B.12: Impedancia térmica transitoria de IGBT de módulo FS800 de Infineon.

del calor desde la unión semiconductor hasta el punto de evacuación de calor. Generalmente el punto de evacuación de calor es un sumidero de calor capaz de absorber el calor sin que su temperatura se modifique (por ejemplo el aire de una habitación, o la temperatura del líquido refrigerante en un sistema de refrigeración por agua).

En un módulo inversor que contiene varios IGBTs y diodos las temperaturas de unión  $T_{j,Q}$  y  $T_{j,D}$  se calculan de la siguiente manera<sup>8</sup>:

$$\begin{aligned}
 T_{j,Q} &= T_a + \Delta T_{j-c} + \Delta T_{c-s} + \Delta T_{s-a}, \\
 &= T_a + P_d(R_{thQ(j-c)} + R_{thQ(c-s)}) + \sum_{i=1}^n P_{d_i} R_{th,Q(s-a)}. \quad (\text{B.57})
 \end{aligned}$$

<sup>8</sup>La temperatura ambiente no cambia y se puede modelizar como una fuente de tensión constante, y la fuente de corriente representa la pérdida de potencia media en el disipador.

$$\begin{aligned}
 T_{j,D} &= T_a + \Delta T_{D(j-c)} + \Delta T_{D(c-s)} + \Delta T_{D(s-a)}, \\
 &= T_a + P_d(R_{thD(j-c)} + R_{thD(c-s)} + \sum_{i=1}^n P_{d_i} R_{thD(s-a)}). \quad (\text{B.58})
 \end{aligned}$$

donde,  $n$  es el número de semiconductores que comparten el mismo disipador,  $P_d$  es la pérdida de potencia de los IGBT y  $\sum_{i=1}^n P_{d_i}$  es la pérdida total de potencia en estado estacionario.

La figura B.13 muestra un ejemplo donde se calcula la temperatura de unión de un semiconductor en estado estacionario.

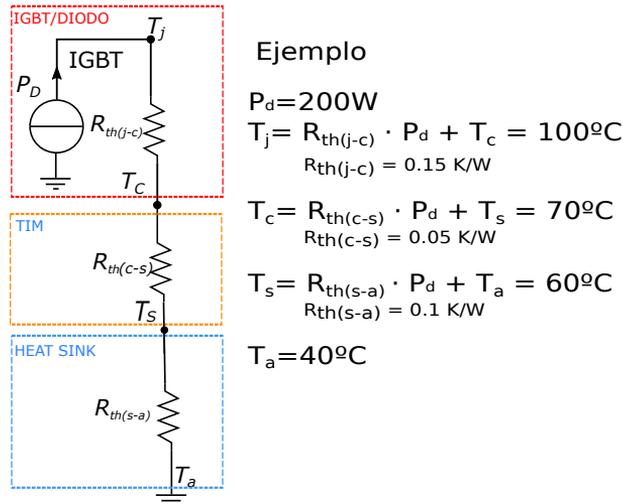


Figura B.13. Cálculo de la temperatura de unión en estado estacionario.

# Bibliografía

- [1] International Energy Agency, “Global EV outlook, towards cross-modal electrification,” International Energy Agency, Tech. Rep., 2018.
- [2] L. Kumar and S. Jain, “Electric propulsion system for electric vehicular technology: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 924–940, 2014.
- [3] R. Wu, H. Wang, K. Ma, P. Ghimire, F. Iannuzzo, and F. Blaabjerg, “A temperature-dependent thermal model of igbt modules suitable for circuit-level simulations.” in *Prod. of IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 2014, pp. 2901–2908.
- [4] S. Anandan and V. Ramalingam, “Thermal management of electronics: A review of literature,” *Thermal Science*, vol. 12, p. 26, 2008.
- [5] T. M. Akira Morozumi, Katsumi Yamada, “Reliability design technology for power semiconductor modules,” *FUJI ELECTRIC REVIEW*, vol. 47, no. 2.
- [6] A. Wintrich, U. Nicolai, W. Tursky, and T. Reimann, *Application Manual Power Semiconductor*, Semicron, Ed. Semikron International GmbH, 2011.
- [7] [Online]. Available: <https://www.semikron.com/innovation-technology/construction-and-connection-technology/spring-technology.html>
- [8] L. Meysenc, M. Jylhakallio, and P. Barbosa, “Power electronics cooling effectiveness versus thermal inertia,” *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 20, pp. 687–693, 2005.
- [9] [Online]. Available: <https://www.mersen.com/products/solutions-power-management/cooling-solutions>
- [10] B. W. Williams, *Principles and Elements of Power electronics*. Published by Barry W Williams, 2006.

- [11] J. Schulz-Harder, "Review on highly integrated solutions for power electronic devices," in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2008, pp. 1–7.
- [12] S. G. Kandlikara and C. N. Hayner, "Liquid cooled cold plates for industrial high-power electronic devices. thermal design and manufacturing considerations," *Heat Transfer Engineering*, pp. 918–930, 2010.
- [13] A. Blinov, D. Vinnikov, and T. Lehtla, "Cooling methods for high power electronic systems," *Electrical, Control and Communication Engineering*.
- [14] K. Olesen, F. Osterwald, M. Tonnes, R. Drabek, and R. Eisele, "Direct liquid cooling of power modules in converters for the wind industry," in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2010, pp. 742–747.
- [15] J. Schulz-Harder, "Efficient cooling of power electronics," in *Proc. of International Conference on Power Electronics Systems and Applications (PE-SA)*, 2009, pp. 1–4.
- [16] R. Skuriat, "Direct jet impingement cooling of power electronics." Ph.D. dissertation, University of Nottingham., 2012.
- [17] C. Buttay, J. Rashid, C. Johnson, P. Ireland, F. Udrea, G. Amaratunga, and R. Malhan, "High performance cooling system for automotive inverters," in *Proc. of European Conference on Power Electronics and Applications (EPE)*, 2007, pp. 1–9.
- [18] C. Gobl and J. Faltenbacher, "Low temperature sinter technology die attachment for power electronic applications," in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2010, pp. 1–5.
- [19] J. Marcinkowski, "Dual-sided cooling of power semiconductor modules," in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2014, pp. 1–7.
- [20] P. Wang, P. McCluskey, and A. Bar-Cohen, "Hybrid solid- and liquid-cooling solution for isothermalization of insulated gate bipolar transistor power electronic devices," *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 3, pp. 601–611, 2013.
- [21] Y. A. Cengel, *Transferencia de calor y masa. Un enfoque practico.*, 2007.

- [22] S. Martinez and J. Gualda, *Electrónica de potencia. Componentes, topologías y equipos.*, 2006.
- [23] J. Smith, R. Singh, M. Hinterberger, and M. Mochizuki, “Battery thermal management system for electric vehicle using heat pipes,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 134, pp. 517 – 529, 2018.
- [24] F. Agostini, T. Gradinger, and C. de Falco, “Simulation aided design of a two-phase thermosyphon for power electronics cooling,” in *Proc. of Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society (IECON)*, 2011, pp. 1560–1565.
- [25] G. Moreno, J. Jeffers, S. Narumanchi, and K. Bennion, “Passive two-phase cooling of automotive power electronics,” in *Proc. of Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 2014.
- [26] International Energy Agency, “Global EV outlook, beyond on million electric cars,” International Energy Agency, Tech. Rep., 2017.
- [27] J. Riba, C. Lopez-Torres, L. Romeral, and A. Garcia, “Rare-earth-free propulsion motors for electric vehicles: A technology review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57, pp. 367–379, 2016.
- [28] I. P. on Climate Change, “Climate change 2014. mitigation of climate change,” Intergovernmental Panel on Climate Change, Tech. Rep., 2014.
- [29] D. Streimikiene, T. Balezentis, and L. Balezentienė, “Comparative assessment of road transport technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 611 – 618, 2013.
- [30] S. Rogers and S. Boyd, “Overview of the doe vto electric drive technologies r&d program,” Vehicle Technologies office (U.S Department of Energy), Tech. Rep., 2016.
- [31] J. F. Miller and D. Howell, “The ev everywhere grand challenge,” *EVS27 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium*, pp. 1–6, 2013.
- [32] United States Council for Automotive Rresearch LLC. [Online]. Available: <http://www.uscar.org/guest/index.php>
- [33] Horizon 2020, The EU framework programme for research and innovation. [Online]. Available: <https://ec.europa.eu/programmes/horizon2020>
- [34] United nations economical and social commission for Asia and the Pacific. [Online]. Available: <http://www.unescap.org/>

- [35] I. Mudawar, "Assessment of high-heat-flux thermal management schemes," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 24, no. 2, pp. 122–141, Jun 2001.
- [36] E. Molero and A. Pozo, *El vehículo eléctrico y su infraestructura de recarga*, M. S.A., Ed. Marconbo S.A., 2013.
- [37] C. D. Anderson and J. Anderson, "*Electric and hybrid cars: a history*". McFarland, 2010.
- [38] E. E. Agency., "Climate change, impacts and vulnerability in europe 2012," European Environment Agency, Tech. Rep., 2012.
- [39] C. C. Chan, Y. S. Wong, A. Bouscayrol, and K. Chen, "Powering sustainable mobility: Roadmaps of electric, hybrid, and fuel cell vehicles," *Proceedings of the IEEE*, vol. 97, no. 4, pp. 603–607, April 2009.
- [40] C. C. Chan, "The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles," *Proceedings of the IEEE*, vol. 95, no. 4, pp. 704–718, April 2007.
- [41] D. B. Richardson, "Electric vehicles and the electric grid: A review of modeling approaches, impacts, and renewable energy integration," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, pp. 247 – 254, 2013.
- [42] SEAS, S.A., *Vehículos híbridos y eléctricos*. SEAS S.A., 2011.
- [43] M. Kumar and S. Revankar, "Development scheme and key technology of an electric vehicle: An overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 70, pp. 1266–1285, 2017, cited By 1.
- [44] S. G. Wirasingha and A. Emadi, "Plug-in hybrid electric factor," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 60, no. 3, pp. 1279–1284, March 2011.
- [45] R. Ghorbani, E. Bibeau, and S. Filizadeh, "On conversion of hybrid electric vehicles to plug-in," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 59, no. 4, pp. 2016–2020, May 2010.
- [46] S. Srinivasaraghavan and A. Khaligh, "Time management," *IEEE Power and Energy Magazine*, vol. 9, no. 4, pp. 46–53, July 2011.
- [47] D. P. Tuttle and R. Baldick, "The evolution of plug-in electric vehicle-grid interactions," *IEEE Transactions on Smart Grid*, vol. 3, no. 1, pp. 500–505, March 2012.
- [48] W. Su, H. Eichi, W. Zeng, and M. Y. Chow, "A survey on the electrifica-

- tion of transportation in a smart grid environment,” *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, vol. 8, no. 1, pp. 1–10, Feb 2012.
- [49] A. G. Boulanger, A. C. Chu, S. Maxx, and D. L. Waltz, “Vehicle electrification: Status and issues,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 99, no. 6, pp. 1116–1138, June 2011.
- [50] R. W. Erickson and D. Maksimovic, *Fundamentals of power electronics*, ser. ISBN: 0792372700, E. Services, Ed. Kluwer Academic Publishers, 2001.
- [51] M. Rashid, *Power electronics: circuits, devices, and applications*, ser. ISBN: 9788131702468, P. Education, Ed. Tom Robbins, 2004.
- [52] C. Chan and K. Chau, “An overview of power electronics in electric vehicles,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 44, no. 1, pp. 3 – 13, 1997.
- [53] B. K. Bose, “Power electronics, smart grid, and renewable energy systems,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 105, no. 11, pp. 2011 – 2018, 2017.
- [54] A. Q. Huang, “Power semiconductor devices for smart grid and renewable energy systems,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 105, no. 11, pp. 2019 – 2047, 2017.
- [55] K. Sheng, B. Williams, and S. J. Finney, “A review of igbt models.” *IEEE Transactions on Power Electronics*, 2000.
- [56] X. Wang, Z. Zhao, and L. Yuan, “Current sharing of igbt modules in parallel with thermal imbalance,” in *Proc. of IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, 2010, pp. 2101–2108.
- [57] R. Snell, M. Bayer, and S. Geissmann, “Thermal design and temperature ratings of IGBT modules,” *ABB Switzerland Ltd.*, vol. Application Note 5SYA 2093-00, 2011.
- [58] T. Stockmeier, “From packaging to un-packaging - trends in power semiconductor modules,” in *Proc. of International Symposium Power Semiconductor Devices and Integrated Circuits (ISPSD)*, 2008, pp. 12–19.
- [59] Z. Sarkany, A. Vass-Varnai, S. Laky, and M. Rencz, “Thermal transient analysis of semiconductor device degradation in power cycling reliability tests with variable control strategies,” in *Proc. of Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 2014, pp. 236–241.
- [60] A. Morozumi, K. Yamada, T. Miyasaka, S. Sumi, and Y. Seki, “Reliability

- of power cycling for igt power semiconductor modules,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 39, no. 3, pp. 665–671, May 2003.
- [61] A. Hanif, Y. Yu, D. Devoto, and F. H. Khan, “A comprehensive review toward the state-of-the-art in failure and lifetime predictions of power electronic devices,” *IEEE Transactions on Power Electronics*, pp. 1–1, 2018.
- [62] V. Gektin and J. Bar-Cohen, A. and Ames, “Coffin-manson fatigue model of underfilled flip-chips,” *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology: Part A*, vol. 20, no. 3, pp. 317–326, Sep 1997.
- [63] M. Ciappa, *Selected failure mechanisms of modern power modules*, 2002, vol. 42.
- [64] S. Hartmann and E. Ā-zkol, “Bond wire life time model based on temperature dependent yield strength,” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2012.
- [65] *ABB application note 5SYA 2043-04 "Load-cycling capability of HiPak TM IGBT modules"*.
- [66] A. Christmann, M. Thoben, and K. Mainka, “Reliability of power modules in hybrid vehicles,” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2009.
- [67] M. Held, P. Jacob, G. Nicoletti, P. Scacco, and M. Poech, “Fast power cycling test of igt modules in traction application,” in *Proc. of Second International Conference on Power Electronics and Drive Systems*, vol. 1, May 1997, pp. 425–430 vol.1.
- [68] N. Mohan, T. Underland, and W. Robbins, *Electrónica de potencia. Convertidores aplicaciones y diseño.*, M. G. Hill, Ed., 2003.
- [69] A. Volke and M. Hornkamp, *IGBT Modules. Technologies, Driver and Application*. Infineon Technologies AG, 2012.
- [70] M. Schneider-Ramelow, T. Baumann, and E. Hoene, “Design and assembly of power semiconductors with double-sided water cooling,” in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2008, pp. 1–7.
- [71] D. Siepe, R. Bayere, and R. Roth, “The future of wire bonding is? wire bon-

- ding!” in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2010.
- [72] R. Ott, M. Bable, R. Tschirbs, and D. Sierpe, “New superior assembly technologies for modules with highest power densities,” in *Proc. of International Conference on Power Electronics Systems and Applications (PESA)*, 2010, pp. 528–531.
- [73] R. Tschirbs, G. Borghoff, T. Nubel, W. Rusche, and G. Strotmann, “Ultrasonic metal welding as contact technology for state-of-the-art power modules.” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2008.
- [74] T. Stockmeier, P. Beckedahl, C. Gobl, and T. Malzer, “Skin: Double side sintering technology for new packages,” in *Proc. of International Symposium Power Semiconductor Devices and Integrated Circuits (ISPSD)*, 2011, pp. 324–327.
- [75] J. Ling, T. Xu, R. Chen, O. Valentin, and C. Luechinger, “Cu and al-cu composite-material interconnects for power devices,” in *Proc. of Electronic Components and Technology Conference (ECTC)*, 2012, pp. 1905–1911.
- [76] H. Han and G. Song, “Consideration on igbt module lifetime for electrical vehicle (ev) applications,” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2014, pp. 1–7.
- [77] T. Gottwald and C. Roessle, “p2 pack - the paradigm shift in interconnect technology,” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2014, pp. 1–9.
- [78] K. Guth, N. Oeschler, L. Boewer, R. Speckels, G. Strotmann, N. Heuck, S. Krasel, and A. Ciliox, “New assembly and interconnect technologies for power modules,” in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2012, pp. 1–5.
- [79] Chun-Kai, Liu, Y. Chao, J. Chang, W. Li, C. Tzeng, R. Fang, K. Kao, T. Chang, C. Chen, M. Liang, and M. Lo, “600v, 450a igbt power module for 50kw electrical vehicle,” in *Proc. of 4th IEEE International Symposium on Power Electronics for Distributed Generation Systems (PEDG)*, 2013, pp. 1–5.
- [80] M. Ishiko and T. Kondo, “A simple approach for dynamic junction tempe-

- perature estimation of igbts on pwm operating conditions,” in *Proc. of IEEE Power Electronics Specialists Conference*, 2007, pp. 916–920.
- [81] A. Bhunia, S. Chandrasekaran, and C.-L. Chen, “Performance improvement of a power conversion module by liquid micro-jet impingement cooling,” *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 30, pp. 309–316, 2007.
- [82] I. Mudawar, D. Bharathan, K. Kelly, and S. Narumanchi, “Two-phase spray cooling of hybrid vehicle electronics,” in *Proc. of Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (IT-HERM)*, 2008, pp. 1210–1221.
- [83] T. Kanata, K. Nishiwaki, and K. Hamada, “Development trends of power semiconductors for hybrid vehicles,” in *Proc. of International Power Electronics Conference (IPEC)*, 2010, pp. 778–782.
- [84] P. Wang, P. McCluskey, and A. Bar-Cohen, “Evaluation of two-phase cold plate for cooling electric vehicle power electronics,” in *ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE 2011*, vol. 11, 01 2011.
- [85] A. Morozumi, H. Hokazono, Y. Nishimura, Y. Ikeda, and Y. Nabetani, Y. and Takahashi, “Direct liquid cooling module with high reliability solder joining technology for automotive applications,” in *25th International Symposium on Power Semiconductor Devices IC’s (ISPSD)*, 2013, pp. 109–112.
- [86] S. Kang, “Advanced cooling for power electronics,” in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2012, pp. 1–8.
- [87] K. Kelly, T. Abraham, K. Bennion, D. Bharathan, S. Narumanchi, and M. O’Keefe, “Assessmant of thermal control technologies for cooling electric vehicle power electronics,” in *International Electric Vehicle Symposium*, 2007.
- [88] S. Waye, M. Musselman, and C. King, “Air cooling for high temperature power electronics,” in *Proc. of the Thermal Management Systems Symposium*, 2014.
- [89] R. Staunton, T. Burress, and L. Marlino, “Evaluation of 2005 honda accord hybrid electric drive system,” Oak Ridge National Laboratory, Tech. Rep., 2006.
- [90] AC propulsion, “AC Propulsion partners with BMW to build 500 electric vehicles,” AC propulsion, Tech. Rep., 2008.

- [91] S. Waye, “High temperature air-cooled power electronics thermal design.” National Renewable Energy Laboratory, Tech. Rep., 2016.
- [92] A. Bar-Cohen, R. Bahadur, and M. Iyengar, “Least-energy optimization of air-cooled heat sinks for sustainability-theory, geometry and material selection,” *Energy*, vol. 31, pp. 579 – 619, 2006.
- [93] P. Rodgers and V. Evely, “Air cooled heat sink design optimization in free convection,” in *Proc. of Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 2013, pp. 170–172.
- [94] M. Kimber and S. Garimella, “Measurement and prediction of the cooling characteristics of a generalized vibrating piezoelectric fan,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4470–4478, 2009.
- [95] S. Garimella, “Advances in mesoscale thermal management technologies for microelectronics,” *Microelectronics Journal*, vol. 37, pp. 1165–1185, 2006.
- [96] J. Petroski, M. Arik, and M. GURSOY, “Optimization of piezoelectric oscillating fan-cooled heat sinks for electronics cooling,” *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 33, pp. 25–31, 2010.
- [97] S. M.R., “Potential refrigerants for power electronics cooling,” *Oak Ridge National Laboratory*, 2005.
- [98] A. Cavallini, G. Censi, D. D. Col, L. Doretto, G. Longo, and L. Rossetto, “Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants(R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 73 – 87, 2001.
- [99] S. Mohapatra and D. Loikits, “Advances in liquid coolant technologies for electronics cooling,” in *Proc. of Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 2005, pp. 354–360.
- [100] D. Saums, “Applications of vaporizable dielectric fluid cooling for igtb power semiconductors,” in *Proc. of Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, 2011, pp. 253–264.
- [101] J. Schulz-Harder, K. Exel, and A. Meyer, “Direct liquid cooling of power electronics devices,” in *Proc. of International Conference on Integrated Power Electronics Systems (CIPS)*, 2006, pp. 1–6.
- [102] A. Blinov, D. Vinnikov, and T. Lehtla, “Cooling methods for high-power electronic systems,” *Scientific Journal of Riga Technical University. Power and Electrical Engineering*, vol. 29, pp. 79–86, 2011.

- [103] N. Jankowski, L. Everhart, B. Morgan, B. Geil, and P. McCluskey, “Comparing microchannel technologies to minimize the thermal stack and improve thermal performance in hybrid electric vehicles,” in *Proc. of Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, 2007, pp. 124–130.
- [104] Lytron, “Tecnologías de coldplates,” <http://www.lytron.com/Cold-Plates>, acceso: 10-01-2015.
- [105] J. C. Howes, D. B. Levett, S. T. Wilson, J. Marsala, and D. L. Saums, “Cooling of an igbt drive system with vaporizable dielectric fluid (vdf),” in *Proc. of Twenty-fourth Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, 2008, pp. 9–15.
- [106] D. Gautam, D. Wager, M. Edington, and F. Musavi, “Performance comparison of thermal interface materials for power electronics applications,” in *IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC)*, 2014, pp. 3507–3511.
- [107] D. Hirschi, “Understanding differences between thermal interface materials: Improve your ability to specify the optimum tim,” in *Dow Corning Corporation*, 2008.
- [108] Z. Liang and L. Li, “Hybridpack2 - advanced cooling concept and package technology for hybrid electric vehicles,” in *Proc. of Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, 2008, pp. 1–5.
- [109] T. Hitachi, G. Hiromichi, and F. Nagaune, “Direct liquid cooling igbt module for automotive applications,” vol. 58, pp. 55–59, 01 2012.
- [110] J. Kim, “Spray cooling heat transfer: The state of the art,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, pp. 753 – 767, 2007.
- [111] H. Bostanci, D. Van Ee, B. Saarloos, D. Rini, and L. Chow, “Thermal management of power inverter modules at high fluxes via two-phase spray cooling,” *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 2, pp. 1480–1485, 2012.
- [112] D. Bharathan and V. Hassani, “Spray cooling: An assessment for use with automotive power electronics applications,” in *National Renewable Energy Laboratory*, 2005.
- [113] L. Turek, D. Rini, B. Saarloos, and L. Chow, “Evaporative spray cooling of power electronics using high temperature coolant,” in *Proc. of Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITHERM)*, 2008.

- [114] R. G. Mertens, L. Chow, K. B. Sundaram, R. B. Cregger, D. Rini, L. Turek, and B. A. Saarloos, "Spray cooling of igbt devices," *Journal of Electronic Packaging. ASME*, 2007.
- [115] A. Bhunia and C.-L. Chen, "Jet impingement cooling of an inverter module in the harsh environment of a hybrid vehicle," *Heat Transfer Division and Electronic and Photonic Packaging Division*, vol. 4, pp. 561–567, 2005.
- [116] K. Gould, S. Cai, C. Neft, and A. Bhunia, "Liquid jet impingement cooling of a silicon carbide power conversion module for vehicle applications," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 30, pp. 2975–2984, 2015.
- [117] P. R. Parida, S. V. Ekkad, and K. Ngo, "Impingement-based high performance cooling configurations for automotive power converters," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 834 – 847, 2012.
- [118] J. Lee and I. Mudawar, "Low-temperature two-phase micro-channel cooling for high-heat-flux thermal management of defense electronics," in *Proc. of Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITHERM)*, 2008, pp. 132–144.
- [119] J. Lee and M. Issam, "Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part ii, heat transfer characteristics," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 941 – 955, 2005.
- [120] J. Lee and M. Isam, "Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part i, pressure drop characteristics," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 928 – 940, 2005.
- [121] T.-Y. Lee, "Design optimization of an integrated liquid-cooled igbt power module using cfd technique," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 23, no. 1, pp. 55–60, March 2000.
- [122] C. Gillot, L. Meysenc, C. Schaeffer, and A. Bricard, "Integrated single and two-phase micro heat sinks under igbt chips," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 22, no. 3, pp. 384–389, Sept 1999.
- [123] B. Agostini, M. Fabbri, J. Park, L. Wojtan, J. Thome, and B. Michel, "State of the art of high heat flux cooling technologies," *Heat Transfer Engineering*, vol. 28, pp. 258–281, 2007.
- [124] J. Schulz-Harder, K. Exel, A. Meyer, T. Licht, and M. Loddenkotter, "Micro channel water cooled power modules," in *Proc. of International Exhibi-*

- tion and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2000, pp. 9–14.
- [125] C. Gillot, C. Schaeffer, C. Massit, and L. Meysenc, “Double-sided cooling for high power igt modules using flip chip technology,” *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 24, no. 4, pp. 698–704, Dec 2001.
- [126] R. C. Burns, “Vertical integration power modules for double sided cooling applications using aluminum conductors and thick film dielectrics,” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2014, pp. 1–8.
- [127] W. Rohsenow, “A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids,” in *Proc. of ASME 74*, 1951.
- [128] R. Webb and N. Gupte, “A critical review of correlations for convective vaporization in tubes and tube banks,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, pp. 58–81, 1992.
- [129] J. C. Chen, “Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow,” *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, vol. 5, no. 3, pp. 322–329, 1966.
- [130] K. Gungor and R. Winterton, “A general correlation for flow boiling in tubes and annuli,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, no. 3, pp. 351 – 358, 1986.
- [131] S. Kutateladze, “Boiling heat transfer,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 4, pp. 31 – 45, 1961.
- [132] Z. Liu and R. Winterton, “A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, no. 11, pp. 2759 – 2766, 1991.
- [133] D. Steiner and J. Taborek, “Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, no. 2, pp. 43–69, 1992.
- [134] M. M. Shah, “A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes,” *ASHRAE*, vol. 82, pp. 66–86, 1976.
- [135] M. Shah, “Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study,” *ASHRAE*, vol. 88, pp. 185–196, 1982.

- [136] S. G. Kandlikar, “A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes,” *International Journal of Heat Transfer*, vol. 102, pp. 219–228, 1990.
- [137] T. Hirasawa, M. Ikeda, and C. Sasaki, “Thermal management system with heatpipe for in vehicle electric devices,” *Furukawa Review*, vol. 44, pp. 20–25, 2013.
- [138] M. Mameli, M. Marengo, and S. Zinna, “Thermal simulation of a pulsating heat pipe: effects of different liquid properties on a simple geometry,” *Heat Transfer Engineering*, vol. 33, pp. 1177–1187, 2012.
- [139] G. Burban, V. Ayel, A. Alexandre, P. Lagonotte, Y. Bertin, and C. Romestant, “Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 94–103, 2013.
- [140] M. Ivanova, Y. Avenas, C. Schaeffer, J. Dezord, and J. Schulz-Harder, “Heat pipe integrated in direct bonded copper technology for cooling of power electronics packaging,” *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 21, no. 6, pp. 1541–1547, Nov 2006.
- [141] C. Barnes and P. Tuma, “Practical considerations relating to immersion cooling of power electronics in traction systems,” *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 25, pp. 2478–2485, 2010.
- [142] G. Liang and I. Mudawar, “Review of pool boiling enhancement by surface modification,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 128, pp. 892 – 933, 2019.
- [143] J. Campbell, L. Tolbert, C. Ayers, B. Ozpineci, and K. Lowe, “Two-phase cooling method using the R134a refrigerant to cool power electronic devices,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 43, pp. 648–656, 2007.
- [144] C. Ayers, J. Conklin, J. Hsu, and K. Lowe, “A unique approach to power electronics and motor cooling in a hybrid electric vehicle environment,” in *Proc. of Vehicle Power and Propulsion Conference, (VPPC)*, 2007, pp. 102–106.
- [145] Q. Cheng, G. Amir, F. Jiajie, T. Hongyu, S. Bo, Y. Huaiyu, and Z.G.Q., “Thermal management on igbt power electronic devices and modules,” vol. PP, pp. 1–1, 01 2018.
- [146] Y. Madhour, J. Olivier, E. Costa-Patry, S. Paredes, B. Michel, and J. Thome, “Flow boiling of r134a in a multi-microchannel heat sink with hotspot heaters for energy-efficient microelectronic cpu cooling applications,” *IEEE*

- Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 1, no. 6, pp. 873–883, June 2011.
- [147] C. Park and E. Sunada, “Vapor compression hybrid two-phase loop technology for lunar surfaces applications,” in *Proc of CP969, Space Technology and Applications International Forum*, 2009.
- [148] L. Yu and D. Liu, “Study of the thermal effectiveness of laminar forced convection of nanofluids for liquid cooling applications,” *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 3, pp. 1693–1704, 2013.
- [149] S. F. Tie and C. W. Tan, “A review of energy sources and energy management system in electric vehicles,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 82 – 102, 2013.
- [150] F. T. Siang and W. T. Chee, “A review of energy sources and energy management system in electric vehicles,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 82 – 102, 2013.
- [151] M. A. H. Rasid, A. Ospina, K. E. K. Benkara, and V. Lanfranchi, “A thermal study on small synchronous reluctance machine in automotive cycle,” in *Proc. of IEEE 25th International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*, 2016.
- [152] R. Torres and J. Grau, *Introduccion a la mecanica de fluidos y transferencia de calor con COMSOL Multiphysics*, ser. ISBN 978-84-611-7318-1, A. media, Ed., 2007.
- [153] M. Ercan, L. Jaewook, and N. Tsuyoshi, *Multiphysics simulation*, ser. ISBN 978-1-4471-5639-0. Springer, 2014.
- [154] P. Beckedahl, T. Grasshoff, and M. Lederer, “A new power module concept for automotive applications.” in *Proc. of International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management (PCIM)*, 2007.
- [155] F. Incropera and D. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice Hall, 1999.
- [156] R. Boot, *Thermische und mechanische Analyse der Aufbau- und Verbindungstechnik in der Leistungselektronik*, ser. Fortschritt-Berichte VDI / 21: Elektrotechnik. VDI-Verlag, 1995.
- [157] D. Seraphim, R. Lasky, and C. Li, *Principles of electronic packaging*, ser. McGraw-Hill series in electrical engineering. McGraw-Hill, 1989.

- 
- [158] Y. Gerstenmaier, W. Kiffe, and G. Wachutka, “Combination of thermal subsystems by use of rapid circuit transformation and extended two-port theory,” *Microelectronics Journal*, vol. 40, no. 1, pp. 26 – 34, 2009.

