

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## THERMAL DESIGN COURSE

### *Table of contents*

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| <b>1</b> | <b>INTRODUZIONE .....</b>  | <b>3</b>  |
| 1.1      | Generalità .....   | 3         |
| 1.2      | Perché è necessario introdurre l'analisi termica? .....            | 3         |
| 1.3      | Trasmissione del calore negli apparati per telecomunicazione ..... | 3         |
| 1.4      | Definizioni di temperatura .....                                   | 4         |
| 1.5      | Velocità dell'aria .....   | 5         |
| 1.6      | Requisiti .....  | 6         |
| 1.7      | Metodi utilizzabili nel progetto termico .....                     | 6         |
| 1.8      | Coefficiente di trasmissione del calore .....                      | 7         |
| 1.9      | Cooling efficiency .....   | 7         |
| 1.10     | Thermal efficiency .....   | 7         |
| <b>2</b> | <b>MODELLO DEI COMPONENTI .....</b>                                | <b>8</b>  |
| 2.1      | Tipi di modelli .....  | 8         |
| 2.2      | Modelli fisici .....   | 8         |
| 2.3      | Modelli logici .....   | 8         |
| 2.4      | Modello a un parametro .....                                       | 9         |
| 2.5      | Modello a due parametri .....                                      | 9         |
| 2.6      | Modello a tre parametri .....                                      | 9         |
| <b>3</b> | <b>COOLING EFFICIENCY CONCEPT .....</b>                            | <b>10</b> |
| 3.1      | Introduzione .....   | 10        |
| 3.2      | Definizione .....  | 10        |
| 3.3      | Stima della potenza dissipata da una PBA .....                     | 11        |
| 3.4      | Valori della cooling efficiency .....                              | 11        |
| 3.5      | .....  | 12        |
| <b>4</b> | <b>THERMAL TERRITORY METHOD .....</b>                              | <b>13</b> |
| 4.1      | Introduzione .....   | 13        |
| 4.2      | Il metodo della Thermal territory .....                            | 13        |
| 4.3      | Thermal efficiency per la thermal territory .....                  | 14        |
| 4.4      | I parametri del territorio termico .....                           | 14        |
| 4.5      | I limiti di validità del metodo .....                              | 15        |

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| <b>5</b> | <b>AIR EFFICIENCY CONCEPT .....</b>           | <b>16</b> |
| 5.1      | Introduzione .....                            | 16        |
| 5.2      | Definizione dell'Air efficiency .....         | 16        |
| 5.3      | Considerazioni sull'Air efficiency .....      | 17        |
| <b>6</b> | <b>CABINETS .....</b>                         | <b>18</b> |
| 6.1      | Introduzione .....                            | 18        |
| 6.2      | Coefficiente di trasmissione del calore ..... | 18        |
| 6.3      | Convezione naturale nei cabinet .....         | 19        |
| 6.4      | Stima di temperatura in Serial cooling .....  | 20        |
| <b>7</b> | <b>HEAT SINK .....</b>                        | <b>21</b> |
| 7.1      | Introduzione .....                            | 21        |
| 7.2      | Tipi di dissipatore .....                     | 21        |
| 7.3      | Ottimizzazione del dissipatore .....          | 21        |
| 7.4      | Convezione naturale .....                     | 22        |
| 7.5      | Scelta del tipo di package .....              | 22        |
| 7.6      | Resistenza termica di contatto .....          | 22        |

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## 1 INTRODUZIONE

### 1.1 Generalità

L'obiettivo del presente corso è duplice:

- r introdurre i concetti base sulla trasmissione del calore, specializzandoli al caso di apparato per telecomunicazioni (***Telecom Equipment***);
- r spiegare come alcuni tools sviluppati in ERICSSON (***BTEMP4, BLOAD***) permettano di analizzare e migliorare il comportamento termico di una unità.

### 1.2 Perché è necessario introdurre l'analisi termica?

I motivi sono molteplici e di seguito elencati.

- r I requisiti impongono che gli apparati per telecomunicazioni debbano funzionare anche in condizioni estreme (***safe function e non distruction***). Perciò occorre verificare in queste condizioni che le temperature dei componenti siano al di sotto di certi limiti.
- r Le temperature di esercizio (***normal operation***) dei componenti e degli apparati hanno un grosso impatto sia sul tempo di vita medio (***life time***) che sulla probabilità di guasto (***failure intensity***) nel periodo di vita utile del componente o apparato: quindi per mantenere elevata l'affidabilità del sistema occorre mantenere basse le temperature dei componenti.
- r La tecnologia ASIC permette di avere un numero sempre maggiore di funzionalità in spazi sempre più ridotti: se da un lato ciò permette di progettare apparati sempre più compatti, dall'altro la densità di potenza ( $W/m^2$ ) da smaltire diventa sempre maggiore e mette a dura prova i metodi di smaltimento del calore più semplice ed economici basati sulla convezione naturale. Per questo motivo l'analisi termica sta acquistando sempre più importanza nella progettazione di apparati elettronici.

### 1.3 Trasmissione del calore negli apparati per telecomunicazione

Come è noto la trasmissione del calore può avvenire solo in tre modi:

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

- r Conduzione (conducibilità termica, analogia elettrica);
- r Convezione (formula di Newton);
- r Irraggiamento (dipendenza da differenza di temperatura);

Il caso tipico degli apparati per telecomunicazioni è quello in cui una serie di unità affiancate sono poste all'interno di un cestello in posizione verticale a distanze regolari l'una delle altra. Il raffreddamento avviene mediante uno scambio termico con un flusso d'aria entrante dalla bocca inferiore (*inlet vent*) ed uscente dalla bocca superiore (*output vent*). Si parla impropriamente di convezione naturale o forzata (in caso siano presenti delle ventole che impongono meccanicamente all'aria il percorso e la velocità): in realtà tutti e tre i fenomeni di trasmissione del calore sono presenti.

In particolare in passato si è sempre trascurata la conduzione, che invece, come è stato dimostrato, fornisce un contributo molto importante, specie quando si utilizzano piastre multistrato (elevata conducibilità termica).

In generale il problema termico esposto può essere suddiviso nei seguenti sottoproblemi:

- distribuzione del calore all'interno della unità (funzione delle sorgenti e della conducibilità termica della piastra);
- determinazione della velocità e temperatura dell'aria nel tubo di flusso costituito dalle due piastre;
- scambio termico tra le due piastre adiacenti e l'aria che le attraversa;
- scambio termico tra singoli componenti e l'aria;
- conduzione del calore all'interno dei componenti per la determinazione della temperatura di chip (*scelta del modello del componente*).

È necessario osservare come attualmente, nonostante esistano programmi molto sofisticati, che permettono di effettuare contemporaneamente analisi sia fluidodinamica che termica, nessuno è in grado di coprire tutti gli aspetti citati contemporaneamente.

#### 1.4 Definizioni di temperatura

Una temperatura deve sempre fare riferimento ad una precisa posizione ed ad un limite da rispettare. Inoltre tutte le definizioni di temperatura dovrebbero essere di facile interpretazione, calcolabili e misurabili.

*Ambient air temperature:*

è la temperatura media dell'aria che si trova proprio sopra il componente.

*Pur essendo una delle definizioni più comunemente usata, è di difficilissima interpretazione.*

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

Room temperature (Troom):

è la temperatura media dell'aria nella stanza in cui è posizionato l'apparato: coincide con la temperatura dell'aria entrante nell'armadio.

Air inlet temperature:

è la temperatura media dell'aria entrante nel cestello che contiene le unità. In dipendenza della struttura dell'apparato, essa può essere maggiore di Troom.

Air outlet temperature:

è la temperatura media dell'aria uscente dall'apparato.

PCB temperature:

è la temperatura in un punto arbitrario sulla PCB.

Chip temperature:

è la temperatura media del chip. È la temperatura più importante, dato che le stime di affidabilità dei componenti sono basate su di essa.

La definizione è volutamente vaga, in quanto è possibile avere variazioni sostanziali da punto a punto nel chip.

Junction temperature (Tj):

è la temperatura in un punto specifico del chip.

Case temperature:

è la temperatura del punto dello chassis corrispondente al centro del chip.

Tale definizione è necessaria quando si usano i dissipatori.

Pin temperature (Tp):

è la media lineare della temperatura dei pin del componente, misurata nel punto in cui essi incontrano la PCB.

Tale definizione è utile per i seguenti motivi.

- r La Tp è facilmente misurabile, al contrario di Tj.
- r La Tp è legata a Tj. Quindi tramite Tp è possibile sia stimare Tj che imporre indirettamente dei limiti su Tj (Es.  $\dot{y}Tp < 25^\circ \rightarrow \dot{y}Tj < 50^\circ$ ).
- r Permette di controllare la temperatura sulla piastra.
- r È l'unico parametro che permette di controllare le condizioni di funzionamento di componenti discreti quali resistenze, induttanze e capacità.

## 1.5 Velocità dell'aria

Poiché il profilo della velocità dell'aria non è costante, ma varia da punto a punto, non è facile trovare una definizione universale di questo parametro: in letteratura

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

ne esistono molteplici.

Noi useremo la seguente:

***velocità media dell'aria nel canale costituito da due piani paralleli (le due unità) in assenza di componenti.***

Si noti che la presenza dei componenti può alterare la velocità in modulo e direzione.

## 1.6 Requisiti

I requisiti definiti in Ericsson sono tre:

- r Failure intensity (Troom=25°)
- r Life time (Troom=35°)
- r Safe function (Troom=50°)

I tre requisiti hanno in comune due aspetti:

- r tutti e tre definiscono limiti sia per Tp e che per Tj;
- r le variazioni massime definite dai requisiti per Tp e Tj rispetto alla Troom sono della stessa entità.

$$\gamma_{Tp} = T_p - T_{room} = 25^\circ\text{C}$$

$$\gamma_{Tj} = T_j - T_{room} = 50^\circ\text{C}$$

Ciò che cambia nei tre casi è la Troom.

Recentemente sono stati definiti degli ***extended requirements*** che permettono di considerare  $\gamma_{Tp}=35^\circ\text{C}$  invece di  $25^\circ\text{C}$ .

## 1.7 Metodi utilizzabili nel progetto termico

I metodi ed i tools per il progetto termico si possono suddividere in due classi:

- r Front End Tools/Methods: Territory surface; cooling efficiency; analisi termica di unità; effettuata con metodi dell'analisi numerica (BLOAD, CLOAD, BTEMP4);
- r Back End Tools/Methods: analisi termica di unità, effettuata con metodi dell'analisi numerica (BTEMP4); misure sugli apparati.

Anche se molto più semplici e rapidi, i metodi di Front End diventano comprensibili solo dopo aver acquisito familiarità con i metodi di Back End ed alcuni concetti quali la ***cooling efficiency***.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

Due sono i principali metodi di analisi numerica utilizzati per l'analisi termica delle unità:

- **Metodo delle differenze finite:** la superficie è divisa in rettangoli;
- **Metodo degli elementi finiti:** la griglia non è strettamente rettangolare, ma si adatta alla forma dei componenti.

### 1.8 Coefficiente di trasmissione del calore

La definizione del coefficiente di trasmissione del calore ( $\alpha$ ) si basa sulla formula di Newton.

$$P = \alpha * A * \Delta T$$

Si considera una PCB di superficie A che dissipa P Watt che si trova ad una temperatura costante superiore di  $\Delta T$  a quella dell'aria alla bocca di ingresso.

### 1.9 Cooling efficiency

Si confronta la potenza dissipata dalla piastra in esame con quella del caso ideale: piastra a temperatura costante (conducibilità infinita) pari alla Tmax del caso reale.

$$\text{Cooling Efficiency} = P_{real}/P_{ideal}$$

Tale parametro consente di stimare la bontà del progetto termico. Si può considerare un vero e proprio indice di qualità.

### 1.10 Thermal efficiency

Si definisce come il rapporto tra la  $\Delta T_{media}$  e la  $\Delta T_{max}$  di una PCB.

$$\text{Thermal efficiency} = \Delta T_{media}/\Delta T_{max}$$

Esprime un concetto simile a quello della cooling efficiency ed è usato per determinare la thermal territory dei componenti.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## 2 MODELLO DEI COMPONENTI

### 2.1 Tipi di modelli

Molti sono i modelli che sono stati proposti per i componenti. I due requisiti più desiderati per i modelli termici sono *semplicità* e *generalità*. Tali requisiti sono contraddittori.

Ogni modello è costituito da un numero di resistenze termiche e da una lista di specifiche che determinano i valori che tali resistenze assumono al variare delle condizioni al contorno.

I modelli più sofisticati hanno specifiche ridotte, ma sono composti da reti di resistenze troppo complesse per consentirne l'utilizzo in un programma di analisi numerica o comunque richiedono notevole potenza di calcolo (tempo di simulazione).

I modelli più semplici sono di facile utilizzo, ma i valori delle resistenze termiche hanno un campo di validità ristretto (lunga lista di specifiche).

Un altro aspetto importante nella scelta del modello da utilizzare è la possibilità di calcolare o misurare i suoi parametri.

### 2.2 Modelli fisici

Sono i modelli che rappresentano fedelmente la struttura del package e i relativi percorsi del calore al suo interno. In genere tali modelli risultano di difficile utilizzo pratico. Sono utili per lo studio del comportamento termico del componente isolato e perché il suo studio può permettere di estrarre un più semplice modello logico.

### 2.3 Modelli logici

Sono modelli matematici che, permettono di rappresentare la dipendenza termica tra le differenti parti del package, prescindendo dai reali percorsi termici interni. In tal caso il package può essere considerato una *scatola nera* e studiato con la seguente equazione lineare (*equazione caratteristica*).

$$T_j = K_1 * P_g + K_2 * T_p + K_3 * T_a$$

Tale equazione può facilmente risciversi nel seguente modo:

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

$$\Delta T_j = R_s * P_g + S * \Delta T_p$$

$R_s$  ed  $S$  sono parametri logici: mentre  $R_s$  ha le dimensioni di una resistenza termica ( $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ),  $S$  è adimensionata ed il suo valore è compreso tra 0 ed 1. Sia  $R_s$  che  $S$  sono funzioni del tipo di convezione (velocità dell'aria).

#### 2.4 Modello a un parametro

È il modello logico più semplice e comunemente usato. Il solo parametro  $R_{ja}$  lo caratterizza. Tale parametro è funzione di molti altri parametri: della velocità dell'aria, della conducibilità della unità nella quale è utilizzato, etc (lunga lista di specifiche). Le specifiche sono particolarmente appesantite dall'assenza di un percorso termico giunzione - pin.

#### 2.5 Modello a due parametri

Questo modello, pur essendo migliore del precedente, non è adatto ad essere usato in un programma di analisi numerica, in quanto le due resistenze termiche ( $R_{ja}$  ed  $R_{jp}$ ) sono entrambe dipendenti dalla velocità dell'aria.

$$R_{jp} = R_s/S$$

$$R_{ja} = R_s/(1-S)$$

#### 2.6 Modello a tre parametri

Raffinando il modello e quindi aumentando il numero di resistenze termiche necessarie alla sua caratterizzazione è possibile eliminare o indebolire la dipendenza dalla velocità dell'aria per alcune.

In particolare, il modello a tre parametri presenta una resistenza termica esterna ( $R_{ca}$ ) fortemente dipendente dal tipo di convezione; ma le altre due resistenze interne ( $R_{jc}$  ed  $R_{cp}$ ) presentano una dipendenza così debole da poter essere considerate costanti in un intervallo di velocità molto ampio.

$$R_s = R_{cp}/R_{ja} + R_{jc}$$

$$S = R_{ja}/(R_{ja}+R_{cp})$$

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

### 3 COOLING EFFICIENCY CONCEPT

#### 3.1 Introduzione

Nelle fasi preliminari del processo di progettazione di PBA, ma anche durante gli studi di fattibilità, è spesso necessario avere delle stime di temperatura basati su dati ancora molto incerti e talvolta frutto di congetture. In tal caso metodi rapidi ed approssimativi (FRONT END) offrono notevoli vantaggi rispetto a quelli complessi ed accurati (BACK END).

Grazie al concetto della cooling efficiency è possibile stimare la massima temperatura di una PBA analizzando il caso ideale isotermico e confrontandolo con il caso reale.

#### 3.2 Definizione

La definizione si basa sul caso ideale costituito da due piatti paralleli ed isotermici di riferimento aventi le seguenti proprietà.

- r I piatti hanno la stessa dimensione e spessore delle PBA.
- r I piatti sono isotermici e la temperatura è uguale alla massima temperature della PBA reale.
- r La distanza tra i piatti ideali è uguale a quella del caso reale tra la PBA in esame e le PBA vicine.
- r Il flusso d'aria nel canale tra i piatti ideali è lo stesso che si ha nel caso reale.
- r Non ci sono ostacoli nel canale tra i due piatti.
- r Il calore non viene trasmesso per irraggiamento.

In queste condizioni la cooling efficiency è definita come il rapporto tra le potenze dissipate nel caso reale ed ideale rispettivamente.

$$\eta_c = P_{reat} / P_{ideal}$$

La cooling efficiency, quindi, misura quanto il progetto termico della PBA sia vicino al caso ottimo ideale. È perciò inoltre un indice di qualità del progetto.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

### 3.3 Stima della potenza dissipata da una PBA

Il concetto della cooling efficiency può essere usato per stimare la potenza dissipabile in una PBA in funzione della massima temperatura e viceversa, usando il seguente semplice procedimento.

Si parte dalla formula di Newton applicata al caso ideale:

$$P_{ideal} = \alpha * A * \Delta T_{ideal}$$

dove:

$P_{ideal}$  = Potenza dissipata nel caso ideale [W]

$\alpha$  = coefficiente di trasmissione del calore [W/m<sup>2</sup>°C]

$A$  = area del piatto o PBA [m<sup>2</sup>]

$\Delta T_{ideal}$  = temperatura del piatto rispetto alla temperatura ambiente [°C]

In base alla definizione la temperatura del caso ideale è uguale alla temperatura massima del caso reale, perciò si può scrivere:

$$P_{real} = \eta_c * \alpha * A * \Delta T_{max}$$

dove:

$\Delta T_{max}$  = massima temperatura relativa sulla PBA [°C].

Si noti che l'equazione ottenuta è teoricamente corretta: nessuna approssimazione è stata necessaria per ottenerla. La precisione dei risultati che si ottengono applicandola dipendono perciò solo dall'accuratezza dei valori di ingresso.

### 3.4 Valori della cooling efficiency

La cooling efficiency per una particolare PBA può essere sia calcolata che misurata. Essa dipende da numerosi parametri: conducibilità termica della piastra, velocità dell'aria, piazzamento dei componenti sulla piastra, et cetera.

In genere, per piastre multistrato, i valori che si ottengono sono compresi nell'intervallo 50 - 85%. Valori inferiori possono essere ottenuti usando piastre con poche sorgenti di calore concentrate. Usando piastre con una appropriata disposizione delle sorgenti e dotate di qualunque forma di estensione della superficie (per esempio dissipatori) si possono ottenere valori prossimi o addirittura superiori al 100%. Ciò è possibile in quanto le estensioni di superficie della PBA reale non sono presenti nel modello ideale. Quando ciò si verifica la potenza nel caso

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

reale può essere superiore a quella prevista nel caso ideale a parità di massima temperatura.

### 3.5 Cosiderazioni sulla formula di Newton

L'equazione ottenuta nella section 3.3 e di seguito riportata permette di valutare quanto sia vantaggioso ottenere valori elevati per la *cooling efficiency*.

$$P_{real} = \eta_c * \alpha * A * \Delta T_{max}$$

La potenza infatti aumenta linearmente con  $\eta_c$ . Ciò però é vero in convezione forzata: quando si utilizza la convezione naturale, poiché  $\alpha$  diventa funzione di  $\Delta T$ , la precedente formula si scrive come segue:

$$P_{real} = Const * A * (\eta_c * \Delta T_{max})^{1+N} \text{ con } N > 0.25$$

Ciò dimostra come in convezione naturale sia ancora più vantaggioso aumentare la *cooling efficiency*.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## 4 THERMAL TERRITORY METHOD

### 4.1 Introduzione

Le moderne unità multistrato, grazie all'alto tasso di rame che contengono, sono dotate di conducibilità termica non trascurabile e fungono da aletta di raffreddamento. Sfruttando il concetto della efficienza termica è possibile definire per ogni sorgente di calore sulla piastra la porzione di superficie necessaria a raffreddarlo (thermal territory).

Basandosi sul concetto esposto il metodo della thermal territory si prefigge di fornire una analisi termica semplificata e rapida oltre che una guida al progetto termico.

### 4.2 Il metodo della Thermal territory

Il metodo si basa su un modello semplificato che non è in grado di fornire risultati molto precisi: la sorgente di calore viene considerata essere un oggetto piatto appoggiato sulla PCB. Tale semplificazione è valida finché la territory surface è molto più estesa della superficie occupata dalla sorgente. La territory surface può essere calcolata sia analiticamente che numericamente. Quest'ultimo metodo è in genere più semplice e verrà di seguito illustrato, considerando di avere una sorgente di calore circolare. In tal caso il piatto è diviso in un gran numero di elementi circolari, concentrici alla sorgente. La superficie interna alla sorgente si assume isoterma.

I dati di ingresso necessari sono: la dimensione e la potenza della sorgente, la conduttività termica della PCB e la differenza di temperature accettabile ed il tipo di convezione.

Il primo passo consiste nel calcolo della potenza dissipata nella sorgente stessa: tale valore viene sottratto alla potenza totale. Quindi si assume che il calore rimanente penetri nel piatto attraversando i vari elementi circolari. Ciascuno di essi dissipa una piccola frazione di potenza e trasmette la rimanente all'elemento adiacente: ciò determina, a mano a mano che ci si allontana dalla sorgente, una progressiva riduzione della temperatura degli elementi e della potenza da dissipare. Alla fine, quando si raggiungerà un punto in cui non c'è più potenza da dissipare, quello sarà il confine della territory surface della sorgente.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

### 4.3 Thermal efficiency per la thermal territory

Da quanto descritto si deduce che gli elementi circolari della territory surface lontani dalla sorgente, avendo una temperatura inferiore, danno un minore contributo al raffreddamento. Quindi un modo semplice di aumentare l'efficienza dalla territory surface è quello di aumentare la Thermal efficiency della PCB (ossia la sua conducibilità termica). Si può definire la Thermal efficiency per il thermal territory come rapporto tra temperatura media e massima nel territorio. Tale parametro è l'indice di efficienza del territorio termico.

Nel caso limite teorico (thermal efficiency = 100%), il thermal territory sarebbe isotermico.

### 4.4 I parametri del territorio termico

La thermal territory è funzione dei seguenti parametri:

- r potenza dissipata;
- r dimensione del package;
- r velocità dell'aria;
- r conducibilità termica della PCB.

Nessuno di questi parametri è dominante: tutti possono influire notevolmente sul risultato.

- La territory surface è una funzione quasi lineare del calore dissipato, finché il carico di potenza si mantiene relativamente basso; aumenta indiscriminatamente tendendo ad infinito per carichi di potenza relativamente alti.
- A parità di territory surface, package di grandi dimensioni possono dissipare molto più calore di quelli più piccoli. Ciò è dovuto a due ragioni: il calore dissipato all'interno del package grande è maggiore ed il calore che fluisce fuori dal package da luogo ad inferiore diminuzione di temperatura.
- La territory surface diminuisce al crescere della velocità dell'aria. Tale fenomeno è meno pronunciato in convezione forzata a causa degli effetti accumulati di tutte le non linearità del problema.
- Il territorio termico diminuisce al crescere della conducibilità della PCB. La conducibilità delle PCB è funzione della quantità di rame presente. La tabella che segue fornisce i valori di conducibilità termica per le PCB, basati sull'assunzione che la quantità di rame nei layer di segnale e di ground/voltage sono 20% e 80% rispettivamente.

|  |                              |   |      |                     |
|--|------------------------------|---|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i><br>TEI/TH C.Mozetic |                              | Class. - <i>No.</i><br>TH - 96:0272 Uen |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i>         | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>                      | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30                              | A    |                     |

table 1

| <i>Type</i> | <i>Signal Layers</i><br>[ $\mu\text{m}$ ] | <i>Ground Layers</i><br>[ $\mu\text{m}$ ] | <i>Copper volume</i><br>[%] | <i>Thermal Conductivity</i><br>[ $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$ ] |
|-------------|---|---|-----------------------------|--|
| FR4         | 0   | 0   | 0                           | 0.3  |
| 2-layer     | 2*35                                      | 0   | 1.0                         | 3.7  |
| 4-layer     | 2*35                                      | 2*35                                      | 3.5                         | 13.6   |
| 4-layer     | 2*35                                      | 2*70                                      | 6.9                         | 26.9   |

#### 4.5 I limiti di validità del metodo

Il metodo descritto presenta le seguenti limitazioni:

- r Non tiene conto degli effetti che la conduzione del calore tra i territori termici dei componenti presenti sulla PCB in esame. Quindi solo se i territori termici confinanti presentano la stessa temperatura sul bordo i risultati ottenuti sono precisi.
- r Il territorio termico é indipendente dalla posizione della sorgente sulla piastra, non si considera l'incremento di temperatura subito dall'aria nell'attraversare una PCB in cui sono presenti delle sorgenti di calore.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## 5 AIR EFFICIENCY CONCEPT

### 5.1 Introduzione

Il concetto dell'air efficiency è utilizzato per confrontare i requisiti relativi al flusso dell'aria per vari tipi di raffreddamento. L'air efficiency fornisce una misura relativa a quanto efficientemente è usata l'aria per il raffreddamento. Tale concetto può applicarsi tanto alle PBA, quanto a cestelli ed armadi.

Quando le velocità dell'aria sono basse, come in convezione naturale, l'efficienza è relativamente alta >50%. Al crescere della velocità dell'aria, se non vengono introdotti particolari accorgimenti, l'efficienza può diminuire fino al 15%.

Nel caso di singole PBA l'air efficiency può essere migliorata aumentando la cooling efficiency (introducendo estensioni di superficie).

### 5.2 Definizione dell'Air efficiency

Tale parametro si ottiene dal rapporto tra la massima temperatura dell'aria che attraversa il canale formato dalle PCBs e della massima temperatura della PCB.

$$\text{Air efficiency} = \Delta T_{air} / \Delta T_{max}$$

Il valore ottenuto in questo modo rappresenta un indice dello sfruttamento del fenomeno della convezione nel raffreddamento della PCB (tasso di calore scambiata con l'aria dalla PCB).

Uno dei modi più semplici per calcolare questo parametro si basa sulla cooling efficiency, grazie alla quale si può calcolare la temperature massima sulla PBA.

$$\Delta T_{max} = P / (\eta_c * \alpha * A)$$

L'incremento di temperatura dell'aria può calcolarsi sfruttando la seguente legge dell'energia.

$$\Delta T_{air} = P / (m * C_p)$$

Dove:

|  |                              |   |      |                     |
|--|------------------------------|---|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i><br>TEI/TH C.Mozetic |                              | Class. - <i>No.</i><br>TH - 96:0272 Uen |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i>         | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>                      | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30                              | A    |                     |

$\Delta T_{air}$  = incremento di temperatura dell'aria [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$P$  = potenza dissipata nel volume attraversato dall'aria [W];

$m$  = Flusso di massa d'aria [Kg/s]

$C_p$  = Calore specifico dell'aria [J/Kg $^{\circ}\text{C}$ ] = 1005 [J/Kg $^{\circ}\text{C}$ ]

La massa dell'aria si può ottenere facilmente conoscendone la densità:

$$\delta = 1.161 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

Con queste premesse l'efficienza dell'aria può scriversi come segue.

$$\eta_a = \eta_c * \alpha * A / (m * C_p)$$

Si noti che l'*Air efficiency* è minore o uguale alla *cooling efficiency*.

### 5.3 Considerazioni sull'*Air efficiency*

Il concetto dell'*air efficiency* può essere applicato indifferentemente ad una singola PBA, ad un cestello o addirittura ad un armadio.

L'*Air efficiency* dipende da molti fattori:

- r La **velocità dell'aria**: al crescere della velocità dell'aria  $\eta_a$  tende a diminuire poiché il denominatore cresce linearmente, mentre il numeratore cresce più lentamente.
- r La **cooling efficiency**:  $\eta_a$  è direttamente proporzionale ad  $\eta_c$ .
- r Il **pitch** tra le PBA: al crescere del pitch  $\eta_a$  diminuisce. L'uso della convezione forzata è conveniente solo quando il pitch è relativamente piccolo.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## 6 CABINETS

### 6.1 Introduzione

I metodi di raffreddamento utilizzati nei cabinets sono i seguenti quattro:

- r Natural convection - Parallel cooling;
- r Natural convection - Serial cooling;
- r Forced convection - Parallel cooling;
- r Forced convection - Serial cooling.

La convezione naturale è il principio più conveniente e maggiormente usato, in quanto permette di evitare problemi del rumore, del consumo di potenza, della polvere e della manutenzione (in caso di guasto di una ventola, l'intervento dell'operatore deve essere tempestivo, al fine di evitare danni all'apparato). Quando la potenza supera un certo limite la convezione forzata diventa una scelta obbligata.

Il parallel cooling è in linea di principio da preferire per due principali motivi:

- rende il raffreddamento delle mensole indipendente dalla posizione nel cabinet (le bocche di ingresso sono tutte alimentate con aria avente temperature pari a Troom);
- isola ciascuna mensola dalle altre: un eventuale incendio rimane localizzato.

### 6.2 Coefficiente di trasmissione del calore

La seguente tabella fornisce i valori tipici di  $\alpha$  [ $W/^\circ C m^2$ ] nelle varie *equipment practice*.

*table 2 heat transfer coefficient*

| <i>arrangement</i>           | $\alpha$ |
|------------------------------|----------|
| T-BYB natural convection     | 2.5      |
| BYB 202 - natural convection | 3        |

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

table 2 heat tranfer coefficient

| <i>arrangement</i>                | $\alpha$ |
|-----------------------------------|----------|
| free subrack - natural convection | 4.5      |
| free unit - natural convection    | 10.5     |
| unit forced cooled V=0.5 m/s      | 7        |
| unit forced cooled V=1.0 m/s      | 11       |
| unit forced cooled V=1.5 m/s      | 13.5     |

Si noti come l'irraggiamento dia un notevole contributo al coefficiente di trasmissione del calore.

### 6.3 Convezione naturale nei cabinet

La formula di Newton in convezione naturale si modifica a causa della dipendenza di  $\alpha$  dalla temperatura:

$$P = \alpha * A * \Delta T$$

$$\alpha = const * \Delta T^N \text{ con } N > 0.25 \text{ (esperienza)}$$

così si ottiene:

$$P = const * A * \Delta T^{1+N}$$

L'ultima relazione ottenuta mostra quanto sia vantaggioso riuscire ad aumentare la cooling efficiency in convezione naturale, poichè la potenza (P) è una funzione non lineare di  $\eta c$  e  $\Delta T$ .

Tale relazione può anche sciversi come segue:

$$\alpha = C * P^M \quad \text{dove } M = N/(N+1)$$

Basta trovare C ed M (cabinet cooling parameter) per caratterizzare il fenomeno della natural convection in un *equipment practice*.

Tale formula, inoltre, evidenzia la dipendenza di  $\alpha$  (e quindi della velocità dell'aria) dalla potenza dissipata in convezione naturale.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

#### 6.4 Stima di temperatura in Serial cooling

Consideriamo di avere due cestelli equipaggiati con le stesse unità, poste in serie e quindi raffreddate dallo stesso flusso d'aria: la velocità dell'aria è perciò uguale in entrambi. Diversa è però la temperatura dell'aria alle bocche di ingresso dei due cestelli: in particolare quello posizionata più in alto riceverà aria a temperatura più elevata. Tale innalzamento si può calcolare con la seguente:

$$\Delta T_{air} = T_{air1} - T_{air0} = P / (m * C_p)$$

Una volta nota  $T_{air1}$ , si può facilmente calcolare  $T_{max}$ , delle unità appartenenti al cestello posto più in alto applicando la formula di NEWTON.

$$T_{max} - T_{air1} = P / (\eta_c * \alpha * A)$$

$$T_{max} - T_{air0} = P / (m * C_p) + P / (\eta_c * \alpha * A)$$

Quest'ultima equazione è la soluzione esatta del problema: la correttezza dei risultati dipende solo dall'accuratezza dei valori di ingresso.

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

## 7 HEAT SINK

### 7.1 Introduzione

Il progetto di un dissipatore ottimizzato é un problema complicato da risolvere e nasce dalla necessità di migliorare il piú possibile le prestazioni del dissipatore nelle condizioni di esercizio.

### 7.2 Tipi di dissipatore

- r *Dissipatore a disco*: é il tipo piú semplice da applicare sui componenti e le sue prestazioni sono indipendenti dalla direzione dell'aria. Comunque le prestazioni sono inferiori a quelle che si possono ottenere con altri tipi. Ciò é dovuto al fatto che i canali sono non uniformi e ciò rende impossibile ottimizzare il dissipatore per una specifica velocità dell'aria.
- r *Dissipatore con alette dritte*: questo tipo é da preferire in tutte le applicazioni in cui la direzione dell'aria é uniforme.
- r *Dissipatore con alette a spillo*: possono essere di tipo dritto (gli spilli sono incolonnati ordinatamente) oppure a zig-zag. Non permettono di ottenere prestazioni superiori rispetto ai precedenti, ma presentano il notevole vantaggio di avere prestazioni indipendenti dalla direzione del flusso dell'aria, avendo le alette poste ad uguale distanza in tutte le direzioni.

### 7.3 Ottimizzazione del dissipatore

Nella maggior parte dei casi il dissipatore occupa un'area limitata del tubo di flusso dell'aria: perciò gran parte dell'aria tende ad aggirare il dissipatore, diminuendone l'efficacia. Piú dense sono le alette, piú il fenomeno é pronunciato. Se, d'altro canto, le alette sono rade, la superficie di scambio del calore diventa piccola. Ottimizzare il dissipatore significa trovare il miglior compromesso tra queste due tendenze.

In generale la miglior distanza tra le alette dipende da tanti parametri: la velocità dell'aria, lo spessore delle alette, la profondità del dissipatore, la larghezza del canale d'aria ed il tipo di dissipatore.

In particolare per qualunque tipo di dissipatore, la distanza ottima tra le alette diminuisce al crescere della velocità: tale parametro puó essere ottimizzato solo per un tipo di velocità dell'aria. Se comunque la velocità dell'aria é bassa (natural

|  |                              |                     |      |                     |
|--|------------------------------|---------------------|------|---------------------|
| Resp. del contenuto - <i>Subject responsible</i>             |                              | Class. - <i>No.</i> |      |                     |
| TEI/TH C.Mozetic   |                              | TH - 96:0272 Uen    |      |                     |
| Resp. del documento/Approvato - <i>Doc.respons./Approved</i> | Controllato - <i>Checked</i> | Data - <i>Date</i>  | Rev. | Racc. - <i>File</i> |
| TEI/TH (A. Giacalone)  |                              | 1996-08-30          | A    |                     |

convection), la riduzione di prestazione rispetto all'ottimo é relativamente bassa, anche quando la distanza tra le alette é molto lontana dal valore ottimo.

#### 7.4 Convezione naturale

Il dissipatore rappresenta sempre un ostacolo al flusso dell'aria: ciò é particolarmente evidente in convezione naturale, dove in alcuni casi la sua presenza puó addirittura rivelarsi controproducente. Per evitare problemi i questi casi occorre usare canali d'aria abbastanza larghi (>20 mm), grandi distanze tra le alette e dissipatori sufficientemente larghi.

#### 7.5 Scelta del tipo di package

Le prestazioni del dissipatore possono caratterizzarsi mediante la Rca. Tale resistenza termica é posta in serie alla Rjc del componente. É chiaro dunque che l'efficacia di un dissipatore é fortemente dipendente dal package a cui é applicato. In particolare sono da preferire package cavity down ceramici o metallici (bassa Rjc). Quando si usano package cavity up e/o plastici, l'efficacia é ridotta.

#### 7.6 Resistenza termica di contatto

La resistenza termica di contatto tra due superfici in contatto tra loro dipende dalla rugosità delle superfici, dalla pressione del contatto e dalla eventuale presenza di un sostanza tra le due superfici e non ultimo dall'entità di calore per superficie.

Quando quest'ultimo é inferiore a 2 W/cm<sup>2</sup>, in genere una piccola pressione tra le superfici permette di ottenere resistenze termiche sufficientemente basse.

Anche la rugosità gioca un ruolo importante: il semplice utilizzo di superfici metalliche molto lisce puó ridurre la resistenza termica di un fattore 10. Inoltre nei casi estremi puó essere conveniente utilizzare una pasta conduttiva tra le due superfici.