

ETUDE DES CARACTERISTIQUES TECHNIQUES ET ECONOMIQUES
DES FILIERES D'INTERCONNEXIONS
DES COMPOSANTS ELECTRONIQUES
DANS LES SYSTEMES

**PERFORMANCES THERMIQUES
THEORIE**

SOMMAIRE

I. INTRODUCTION.....	5
II. INFLUENCES THERMIQUES.....	6
II.A. BILAN DES MOUVEMENTS DE CHALEUR AUTOUR D'UN COMPOSANT	6
II.B. PERTURBATIONS DANS UN SYSTEME ELECTRONIQUE DUES A LA GENESE DE CHALEUR.....	7
<i>II.B.1. Dilatation linéaire.....</i>	<i>7</i>
<i>II.B.2. Résistance aux chocs thermiques: notion de facteur d'endurance thermique</i>	<i>8</i>
III. EQUATION GENERALE DE LA CHALEUR	9
III.A. DEFINITIONS ET CAS PARTICULIERS	9
III.B. ANALYSE NUMERIQUE: METHODE DES RESEAUX OU DES ELEMENTS FINIS.....	10
IV. CONDUCTION THERMIQUE.....	12
IV.A. RELATIONS FONDAMENTALES	12
IV.B. ANALOGIES ELECTRIQUES	12
IV.C. TRANSFERT DE CHALEUR CREE PAR UNE PUCE SUR UN SUBSTRAT.....	14
<i>IV.C.1. flux de chaleur à travers un conducteur d'épaisseur négligeable:</i>	<i>14</i>
<i>IV.C.2. flux de chaleur à travers un conducteur de forte épaisseur devant celle de la source de chaleur:.....</i>	<i>14</i>
<i>IV.C.3. Cas d'une source de chaleur carrée:</i>	<i>15</i>
<i>IV.C.4. Cas d'une source de chaleur de forme rectangulaire:.....</i>	<i>15</i>
<i>IV.C.5. Cas d'une source de chaleur de forme circulaire:.....</i>	<i>16</i>
IV.D. SPREADING RESISTANCE	16
IV.E. RESISTANCE DE CONTACT	17
IV.F. TEMPERATURE DE JONCTION	18
<i>IV.F.1. Evaluation quantitative de la température de jonction par utilisation d'un modèle thermique.....</i>	<i>18</i>
V. CONVECTION THERMIQUE	20
V.A. DEFINITIONS.....	20
V.B. GRANDEURS FONDAMENTALES LIEES A LA CONVECTION	21
V.C. DISSIPATION THERMIQUE ET EXTENSION DE SURFACE.....	22
V.D. DISSIPATION THERMIQUE LIEE A UN CHANGEMENT DE PHASE	23
VI. RADIATION THERMIQUE	24
VII. CONCLUSION	25
VIII. BIBLIOGRAPHIE.....	26

TABLE DES ILLUSTRATIONS

Figure II-1: Représentation des 3 modes de transfert de chaleur.....	6
Figure III-1: Discrétisation d'une surface et modélisation thermique.	11
Figure IV-1: Ecoulement du flux de chaleur dans un matériau d'épaisseur négligeable.	14
Figure IV-2: Dispersion du flux de chaleur.....	15
Figure IV-3: Dissipation thermique d'une source circulaire, dans un substrat cylindrique.	16
Figure IV-4: Influence thermique de la résistance de contact.....	17
Figure IV-5: Modèle thermique exprimant les différents éléments intervenant dans l'évaluation de la température de jonction.	19

I. INTRODUCTION

Depuis quelques années, l'analyse de dissipation thermique en micro-électronique connaît regain d'intérêt en raison même de la densité toujours croissante des composants sur des substrats dont les dimensions connaissent une progression inverse.

Les problèmes de dissipation thermique revêtent une grande importance dans le packaging des circuits intégrés. Ne pas les considérer et ne pas les maîtriser revient à fabriquer des modules n'offrant pas toutes les garanties de fonctionnement et de fiabilité. Une mauvaise ou insuffisante évacuation de la chaleur a des effets néfastes sur le bon fonctionnement du circuit. La chaleur est le résultat d'une puissance électrique développée par les éléments actifs et passifs.

Les effets thermiques peuvent se manifester de manières différentes, par une dérive en température des composants entraînant des variations importantes des performances électriques, ou par une rupture de soudure reliant le composant au substrat en raison des variations dimensionnelles différentes pour chacun d'eux, entraînant soit une défaillance partielle, soit une défaillance totale.

La chaleur dégagée par les composants atteint le boîtier par l'intermédiaire du substrat. Ce transfert de chaleur se fait presque entièrement par conduction. Il se fait par convection et rayonnement du boîtier à l'air ambiant. Il importe par conséquent au concepteur du système électronique de bien cerner les modes de transfert thermique et de prévoir, après étude, le moyen d'évacuer ces calories.

II. INFLUENCES THERMIQUES

II.A. BILAN DES MOUVEMENTS DE CHALEUR AUTOUR D'UN COMPOSANT

Le terme "composant" au sens large peut désigner un élément actif, un élément passif ou un boîtier renfermant l'un ou l'autre ou les deux précédents éléments.

La chaleur reçue ou générée par le composant se propage de différentes façons: conduction, convection, radiation (Figure II-1).

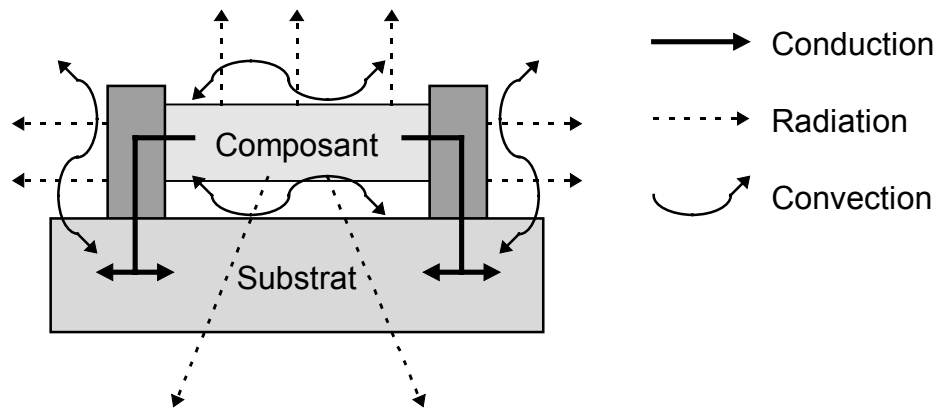


Figure II-1: Représentation des 3 modes de transfert de chaleur.

La chaleur s'évacue surtout par conduction. Dans ce cas, plusieurs voies de transfert peuvent coexister:

- Le métal des connexions reliant le composant au substrat;
- Le boîtier et son capot, l'ensemble étant très souvent considéré isotherme;
- Les plages d'accueil sur le support qui est ou non relié à une plaque de refroidissement ou drain thermique pour faciliter l'écoulement de la chaleur.

Pour la plupart des composants qui s'échauffent sous l'effet de la puissance dissipée, la chaleur est éliminée dans l'air ambiant par convection. Au besoin, un flux d'air forcé améliore leur refroidissement (Il est possible de trouver des fluides de refroidissement à l'état liquide).

Les échanges thermiques par radiation interviennent très peu. Ce type de transfert de chaleur est souvent négligé par rapport aux deux autres (Conduction et convection). Dans certains cas, il est même préférable de ne tenir compte que de la conduction

II.B. PERTURBATIONS DANS UN SYSTEME ELECTRONIQUE DUES A LA GENESE DE CHALEUR

II.B.1. DILATATION LINEAIRE

Lorsqu'un solide est chauffé, l'énergie thermique créée, ajoutée, augmente l'amplitude de vibration des atomes individuels. La distance séparant deux atomes s'en trouve elle aussi augmentée et le solide se dilate. Ce phénomène est décrit quantitativement par un coefficient α de dilatation linéaire, défini comme le rapport de la variation de la longueur $\Delta l = (l-l_0)$ par degré Celsius à la longueur l_0 du corps à 0°C.

$$\alpha = \frac{l - l_0}{l_0 \cdot \Delta T}$$

Ce coefficient dépend du corps et définit la longueur à toute température. Il détermine la compatibilité entre le support (substrat) et les composants. α varie légèrement avec la température. Il est généralement caractérisé dans la gamme de 0 à 300°C.

Dans le cas de circuit imprimé, où les composants insérés dans les trous sont reliés au substrat par des fils et des connexions souples absorbant les différences de coefficient de dilatation linéaire (CDL) entre composant et substrat, la compatibilité thermique entre ces derniers n'est pas critique. En revanche en CMS, le composant et le substrat sont liés intimement, rigidement, interdisant par ce fait toute élasticité entre eux. Dans ce cas le substrat doit posséder un CDL compatible avec celui des composants.

Généralement, le substrat et le composant sont beaucoup plus rigide que la soudure qui les lie. Par conséquent, la soudure sera soumise à des contraintes de compression ou de tension consécutives à l'élévation ou l'abaissement de la température. Mais il arrive aussi que les extrémités des composants cèdent sous ces contraintes (microcraquelures), entraînant une rupture des contacts.

Lorsque des composants à boîtier plastique sont montés avec ou sans pattes, le CDL du matériau a peu d'importance. Il n'en est pas de même pour les boîtiers céramiques en particulier pour ceux de grandes dimensions où le risque de fissuration voire de cassure existe (pour des boîtiers dépassant 10mm de côté). Leur CDL est de l'ordre de 4 à 6 ppm.°C⁻¹ et de 13 à 18 ppm.°C⁻¹ pour les composites verre-époxyde. Les brasures sont soumises à de fortes contraintes et produisent des cassures lors des cycles thermiques.

Afin d'obtenir le meilleur couplage substrat-composant sur le plan des compatibilités de leur CDL, diverses solutions sont proposées et aucune pour le moment ne semble l'emporter. Différents supports, céramique, verre-époxyde, verre polyimide, kevlar polyimide, carbone époxyde, cuivre-invar-cuivre peuvent être utilisés avec pour chacun, avantages et inconvénients: trop rigide, difficile à percer, dissipe peu, se dilate trop...

II.B.2. RESISTANCE AUX CHOCS THERMIQUES: NOTION DE FACTEUR D'ENDURANCE THERMIQUE

L'aptitude pour un matériau à supporter une rapide élévation de température sans dommage est définie par le facteur d'endurance thermique **F** (Winklemann et Schott).

$$F = \frac{R_t}{\alpha \cdot E} \sqrt{\frac{K}{\rho \cdot C}}$$

avec:

R_t: Résistance à la traction.

α: Coefficient de dilatation linéaire.

E: Module d'Young: module d'élasticité à la compression ou à l'extension (kg.f.mm⁻²).

K: Conductivité thermique.

ρ: Densité du matériau.

C: Chaleur massique.

La résistance aux chocs thermiques diffère de la résistance aux contraintes thermiques en ce sens qu'elle définit l'aptitude d'un matériau à supporter des contraintes thermiques non uniformes en divers points. Exemple: Deux matériaux soudés ensemble et ayant des coefficients **α** de dilatation différents: Ils ne se dilateront pas forcément au même instant et avec la même intensité.

Le tableau qui suit, donne quelques valeurs de facteur d'endurance thermique ainsi que de coefficient de dilatation linéaire, pour différents matériaux fréquemment employés.

Matériaux	Facteur d'endurance thermique: F	Coef. dilatation linéaire: α ppm.°C ⁻¹ de 0 à 300°C
Alumine	3.7	6 à 6.4
Béryllium	3.0	6 à 8.0
Verre	0.9	9
Cuivre	---	16 à 17.5
Fer	---	12
Constantan	---	12

III. EQUATION GENERALE DE LA CHALEUR

III.A. DEFINITIONS ET CAS PARTICULIERS

$T(t,x,y,z)$: Température au point M de coordonnées x,y,z , à l'instant t ($^{\circ}\text{K}$).

p : Puissance dissipée par unité de volume ($\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$).

ρ : Densité ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$).

C : Capacité calorifique.

λ : Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$).

$$\iint_{\Sigma} \lambda \text{grad } T \cdot \vec{n} \cdot dS \cdot dt + \iiint_{V} p \cdot dV \cdot dt = \iiint_{V} \rho \cdot C \frac{dT}{dt} \cdot dV \cdot dt$$

$$\iiint_{V} \text{div}(\lambda \cdot \text{grad } T) dV \cdot dt + \iiint_{V} p \cdot dV \cdot dt = \iiint_{V} \rho \cdot C \frac{dT}{dt} \cdot dV \cdot dt$$

Forme la plus générale: En tout point de l'espace,

$$\text{div}(\lambda \cdot \text{grad } T) + p = \rho \cdot C \frac{dT}{dt}$$

1^{er} cas:

milieu homogène: la conductivité ne dépend que de la température.

$$\lambda \cdot \Delta T + \frac{d\lambda}{dT} \cdot (\text{grad } T)^2 + p = \rho \cdot C \frac{dT}{dt}$$

2nd cas:

milieu homogène et la conductivité est indépendante de la température.

$$\lambda \cdot \Delta T + p = \rho \cdot C \frac{dT}{dt}$$

3^{eme} cas:

milieu homogène, la conductivité est indépendante de la température, et aucune source interne n'est présente.

$$\Delta T = \frac{1}{a} \cdot \frac{dT}{dt} \quad \text{avec} \quad a = \frac{\lambda}{\rho \cdot C} \quad \text{diffusivité thermique (m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

4^{eme} cas:

milieu homogène, la conductivité est indépendante de la température, aucune source interne n'est présente, et le régime est permanent.

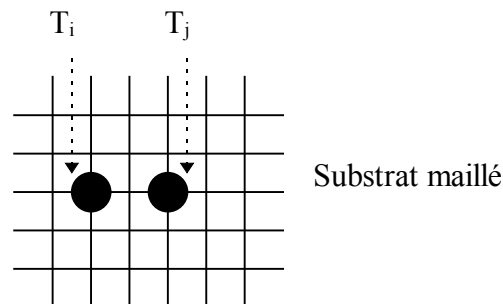
$$\Delta T = 0$$

III.B. ANALYSE NUMERIQUE: METHODE DES RESEAUX OU DES ELEMENTS FINIS

La méthode des éléments finis ou méthode des réseaux, est une technique numérique permettant d'obtenir des solutions approchées et suffisamment précises des équations différentielles (dans notre cas, il s'agit de l'équation générale de la chaleur). Elle permet de décomposer un ensemble complexe en sous-ensembles appelés éléments finis.

L'ensemble ou domaine est recouvert par un réseau maillé. On dit alors que l'ensemble continu est discrétisé.

La discrétisation consiste à subdiviser le domaine d'une manière fictive, arbitraire en un très grand nombre de mailles régulières, chaque maille étant un ensemble de branches formant un parcours fermé. Le nombre de mailles sera proportionnel à la précision recherchée. Chaque maille contient en son centre un noeud. Ce dernier est considéré comme concentrant l'énergie thermique de la maille dans laquelle il se trouve. Les noeuds sont liés entre eux par des lignes, elles aussi fictives agissant comme des résistances pour le flux thermique qui se transmet ainsi de noeud en noeud. (L'inverse de la résistance est la conductance.)



Après avoir subdivisé le système, la conductance thermique \mathbf{K} entre le noeud \mathbf{i} et les noeuds adjacents \mathbf{j} peut être calculée. Le flux de chaleur \mathbf{q}_{ij} du noeud \mathbf{i} aux noeuds adjacents est:

$$q_{ij} = K.(T_i - T_j)$$

La température obéit aux équations de Fourier, de Laplace ou de Poisson. Par conséquent, la valeur T_i de la température au noeud \mathbf{i} est égale à une combinaison linéaire des valeurs aux noeuds voisins. Au lieu de calculer T en tout point intérieur, on ne le calcule qu'aux noeuds du réseau.

Chaque noeud peut être défini par une équation; pour l'ensemble des noeuds, un système d'équations linéaires est obtenu. Pour \mathbf{n} noeuds intérieurs, un système de \mathbf{N} équations linéaires est à résoudre. Le problème continu est alors discrétisé.

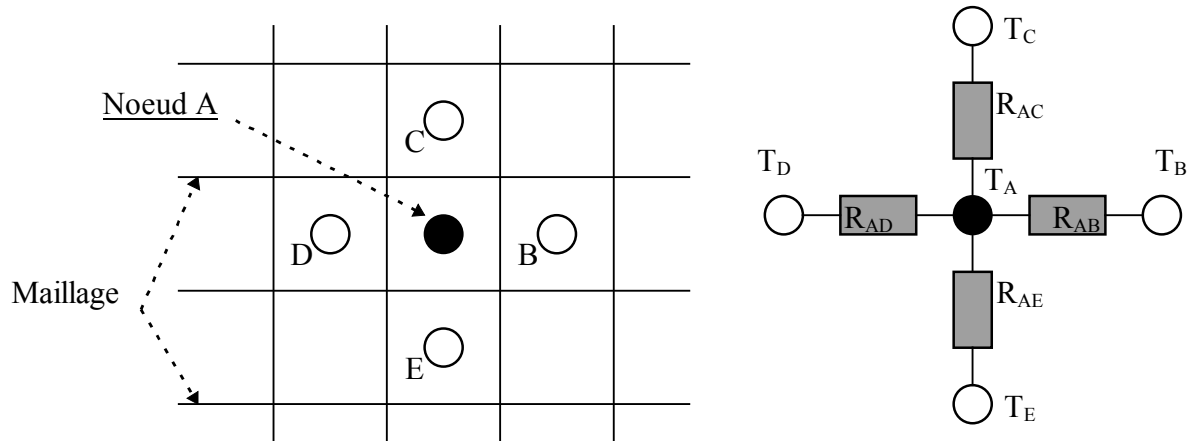


Figure III-1: Discretisation d'une surface et modélisation thermique.

Utilisant le produit de la conductivité K et la différence de température entre les noeuds, nous avons dans la configuration de la Figure III-1:

$$K.h. \left[dy \cdot \frac{(T_D - T_A)}{dx} + dx \cdot \frac{(T_E - T_A)}{dy} + dy \cdot \frac{(T_B - T_A)}{dx} + dx \cdot \frac{(T_C - T_A)}{dy} \right] = 0$$

Si $dx = dy$, alors $T_D + T_E + T_B + T_C - 4T_A = 0$

Une équation de cette forme peut s'écrire de la même façon pour chaque noeud. Il en résulte un ensemble d'équations qui une fois résolues, donneront avec une assez bonne précision les températures des différentes mailles. Cette méthode de calcul est principalement utilisée en CAO.

IV. CONDUCTION THERMIQUE

IV.A. RELATIONS FONDAMENTALES

La conduction thermique correspond à l'échauffement ou la propagation de la chaleur dans un corps, sans déplacement de matière. Elle est causée par oscillations des molécules, proportionnellement aux différences de température et au coefficient caractérisant la conductivité du corps. La quantité de chaleur ou flux Q traversant le corps, se déplace du point le plus chaud au point le plus froid. Cette quantité ou puissance dissipée qui traverse perpendiculairement la surface S , pendant l'unité de temps est représentée par l'équation:

$$P = \frac{dQ}{dt} = -K.S. \frac{dT}{dx}$$

avec:

P: Puissance thermique dissipée à travers la surface S (W ou $J.s^{-1}$).

K: Coefficient de conductivité thermique exprimée en $J.(s.m.^{\circ}K)^{-1}$.

S: Surface de la section traversée (m^2).

Le flux thermique dQ traversant une surface élémentaire ds est appelé densité de flux de chaleur q :

$$\frac{dQ}{ds} = q \quad \text{ou} \quad dQ = \bar{q} \cdot \bar{n} \cdot ds$$

n: vecteur normal à la surface élémentaire ds .

Cette densité de flux obéit à la loi de Fourier:

$$\bar{q} = -K \cdot \text{grad } T$$

avec **K**: conductivité thermique du matériaux exprimée en $W.(m.^{\circ}C)^{-1}$.

IV.B. ANALOGIES ELECTRIQUES

Les équations précédentes sont similaires aux équations de conduction électrique. En effet, il est possible de distinguer des analogies, telles que:

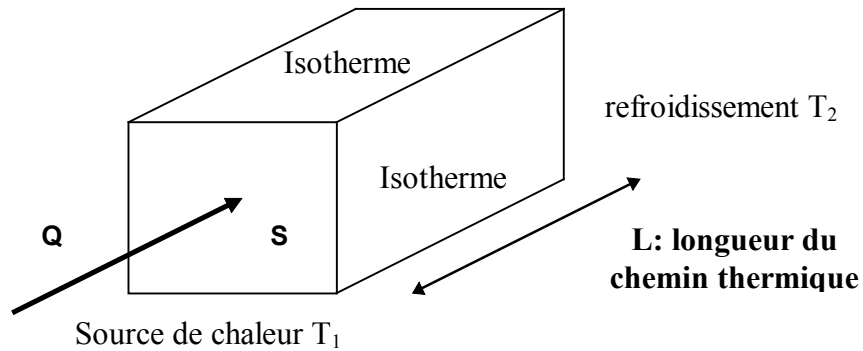
T et **V**: potentiels thermique et électrique.

Q et **I**: flux de chaleur et de charges électriques (intensité)

et par conséquent, une résistance thermique peut être définie, comme en électricité, c'est à dire une grandeur R_{th} égale à:

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q}$$

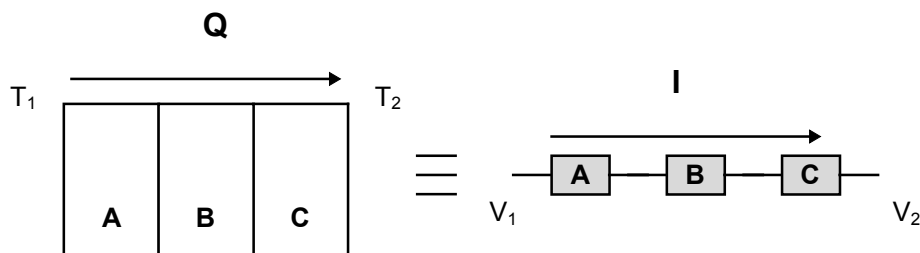
La résistance thermique est l'inverse de la conductibilité thermique.



Dans le cas d'une propagation thermique unidimensionnelle (Cf. schéma précédent), la résistance thermique s'écrit:

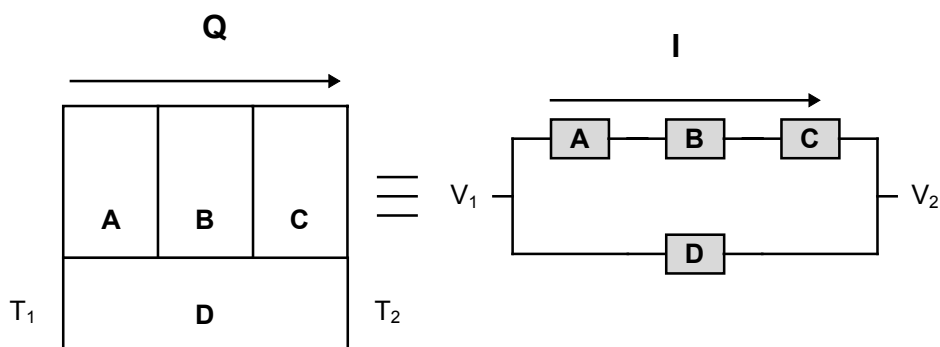
$$R = \frac{L}{K.S} \left(\text{analogie avec } R = \frac{L}{K_e.S} \right)$$

Tout comme dans un circuit électrique, les résistances thermiques peuvent être disposées en série ou en parallèle et se calculent de façon analogue:



Résistance thermique équivalente:

$$R_{\text{tot}} = \frac{T_1 - T_2}{Q} = R_A + R_B + R_C$$



Résistance thermique équivalente:

$$R_{\text{tot}}^1 = \frac{T_1 - T_2}{Q} = \left(\frac{1}{R_{\text{tot}}} + \frac{1}{R_D} \right)^{-1}$$

Ces calculs à une dimension de résistances thermiques ne donnent pas une correspondance parfaite (bien qu'ils soient très utilisés) entre la conduction thermique et la conduction électrique, car le substrat dissipe en réalité dans trois dimensions, et sur toute la longueur. Pour plus de précision, il faut utiliser l'équation de la chaleur en tout point de l'espace ou affiner les approximations dans le calcul de ces résistances.

IV.C. TRANSFERT DE CHALEUR CREE PAR UNE PUCE SUR UN SUBSTRAT

Dans beaucoup de cas, certains éléments peuvent être considérés comme isothermes, c'est à dire que le corps tout entier est à température constante, donnant ainsi une résistance thermique nulle. Comme exemple, citons un film métallique ou une résistance d'épaisseur négligeable. Les deux faces sont alors portées à la même température. Il n'en est pas toujours ainsi. Les sources de chaleur présentent le plus souvent de très petites surfaces par rapport à celles des radiateurs. Si nous prenons l'exemple d'une puce montée sur un substrat de grande surface, le flux de chaleur produit par cette puce atteindra le substrat par des chemins divergents, et les équations permettant de calculer les résistances thermiques se compliquent alors. Cependant de raisonnables approximations peuvent être faites.

IV.C.1. FLUX DE CHALEUR A TRAVERS UN CONDUCTEUR D'ÉPAISSEUR NEGLIGEABLE:

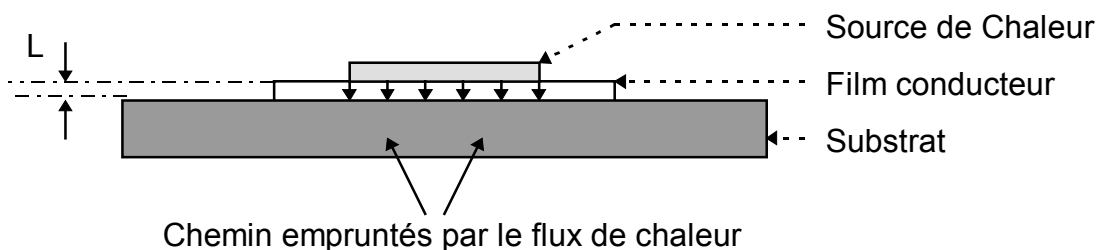


Figure IV-1: Ecoulement du flux de chaleur dans un matériau d'épaisseur négligeable.

La résistance thermique rencontrée par ce flux de chaleur est alors:

$$R_{th} = \frac{L}{K.S}$$

avec:

L: Longueur du chemin de chaleur.

S: Surface délimitée par le flux.

K: Conductivité thermique.

IV.C.2. FLUX DE CHALEUR A TRAVERS UN CONDUCTEUR DE FORTE ÉPAISSEUR DEVANT CELLE DE LA SOURCE DE CHALEUR:

Le flux de chaleur dans les trois dimensions se divise à la fois en un flux dans la direction du gradient de température et en un flux se dispersant latéralement (Cf. Figure IV-2). Cela a pour effet d'augmenter les chemins de chaleur avec amplification du flux et réduction de la résistance thermique.

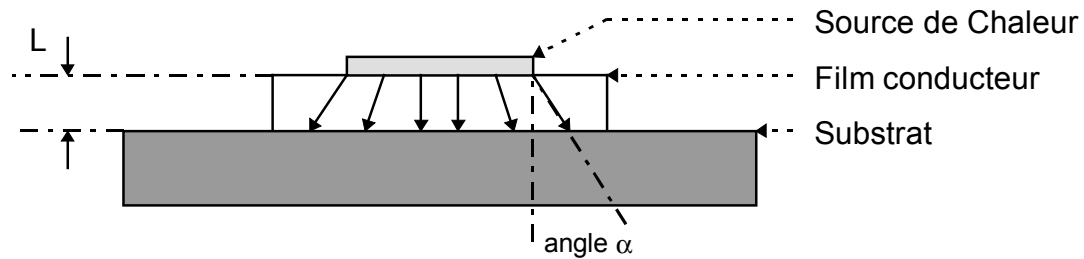


Figure IV-2: Dispersion du flux de chaleur.

L'angle de dispersion α dépend du gradient de température dans la direction du flux principal allant de la source de chaleur vers la zone la plus froide (radiateur par exemple) et dans le plan perpendiculaire à cette direction. Une bonne estimation est donnée en prenant $\alpha = 45^\circ$. La résistance thermique est alors:

$$R_{th} = \frac{1}{K} \int_0^L \frac{dl}{S(l)}$$

avec:

dl: Accroissement de la longueur du chemin de chaleur.

S: Section du flux à la côte l.

K: Conductivité thermique.

IV.C.3. CAS D'UNE SOURCE DE CHALEUR CARREE:

Une source de chaleur de forme carrée est isotherme. Soient **a**, la longueur du côté et **L** l'épaisseur. La résistance thermique s'écrit:

$$R_{th} = \frac{1}{K} \int_0^L \frac{dx}{(a + 2x)^2}$$

soit:

$$R_{th} = \frac{L}{K \cdot a \cdot (a + 2L)}$$

IV.C.4. CAS D'UNE SOURCE DE CHALEUR DE FORME RECTANGULAIRE:

La source de chaleur de forme rectangulaire (**a x b**) est considérée isotherme. La résistance thermique se calcule de la façon suivante:

$$R_{th} = \frac{1}{K} \int_0^L \frac{dx}{(a + 2x) \cdot (b + 2x)}$$

soit:

$$R_{th} = \frac{1}{2K \cdot (b - a)} \cdot \ln \left[\frac{b}{a} \cdot \left(\frac{a + 2L}{b + 2L} \right) \right]$$

IV.C.5. CAS D'UNE SOURCE DE CHALEUR DE FORME CIRCULAIRE:

La source de chaleur de forme circulaire (diamètre d) est considérée isotherme. La résistance thermique s'écrit:

$$R_{th} = \frac{4L}{2\pi \cdot K \cdot (d^2 + 2Ld)}$$

IV.D. SPREADING RESISTANCE

En réalité, les transferts de chaleur créés par une puce sur son support ne suivent pas de chemins aussi linéaires que dans les cas étudiés précédemment. La dispersion du flux de chaleur à l'intérieur du matériau est due à ce qui est appelée la *spreading resistance*. Kennedy a analysé le transfert de chaleur issu d'une source circulaire (flux uniforme) dans un substrat de forme cylindrique (dont certaines frontières sont isolées thermiquement) (Cf. Figure IV-3). Les résultats obtenus ont été présentés sous forme de graphiques. Bien que les géométries employées dans cette analyse ne correspondent pas exactement aux formes rectangulaires rencontrées en packaging, cette méthode apporte néanmoins des résultats assez précis dans de nombreuses situations:

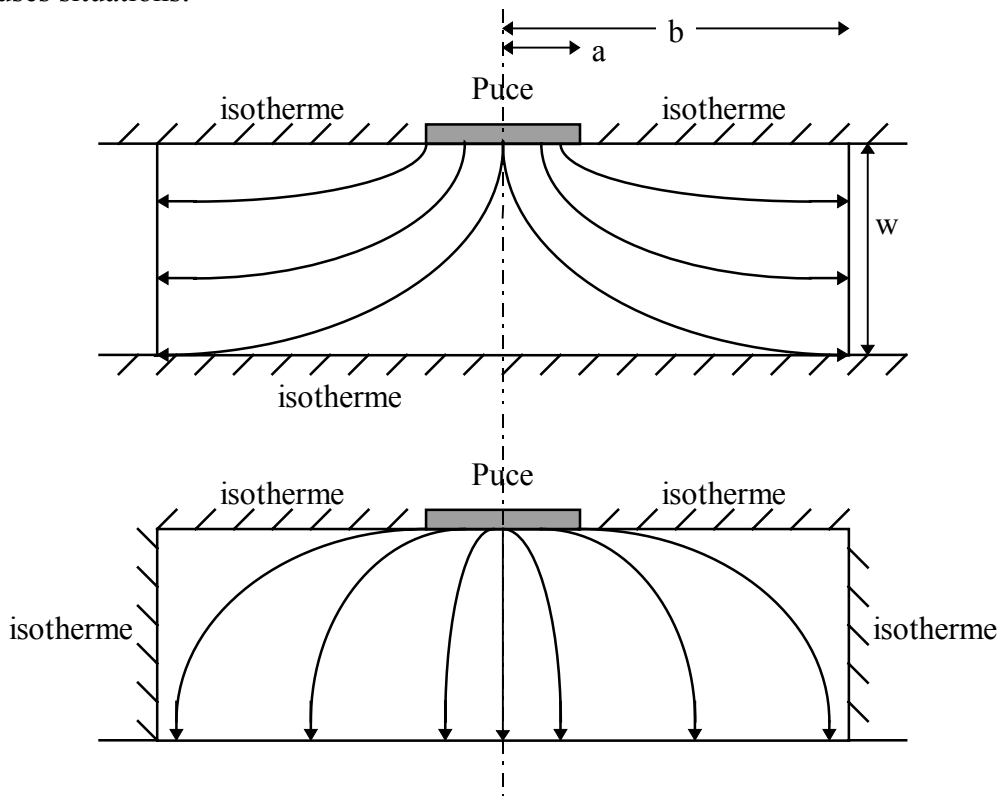


Figure IV-3: Dissipation thermique d'une source circulaire, dans un substrat cylindrique.

La *spreading resistance* s'écrit:

$$R = \frac{H}{k \cdot \pi \cdot a}$$

a: Rayon de la source de chaleur. Si S est l'aire de la puce, alors $\pi \cdot a^2 = S$.

k: Conductivité thermique du matériau.

H: Grandeur dépendant des caractéristiques géométriques du solide et obtenue à partir des *courbes de Kennedy*.

IV.E. RESISTANCE DE CONTACT

Le transfert de chaleur à travers la zone de contact entre deux matériaux constitue un autre point important de la conduction thermique en micro-électronique. En effet, lorsque deux matériaux sont assemblés, la surface réelle de contact ainsi créée, est nettement inférieure à la surface apparente de l'interface: Le contact est ramené à quelques points, réduisant ainsi la surface réelle d'évacuation de la chaleur. Cette imperfection cause une chute de la température et donc une augmentation de la résistance thermique au niveau de l'interface.

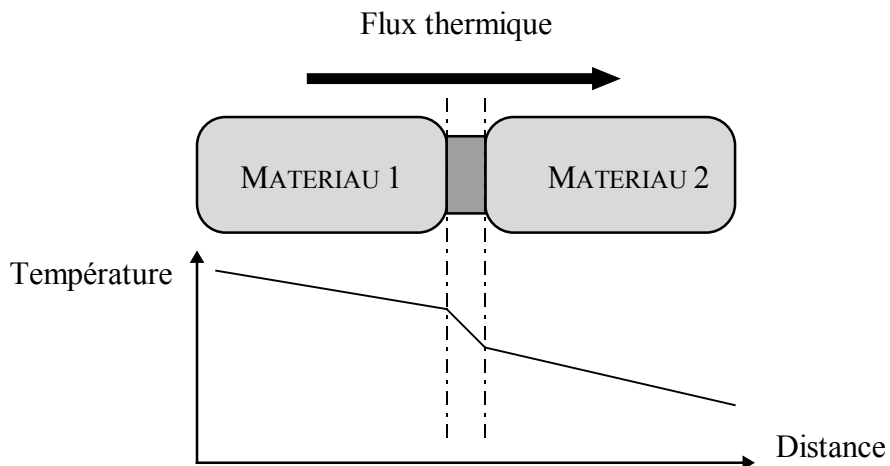


Figure IV-4: Influence thermique de la résistance de contact.

La valeur de cette résistance de contact dépend principalement des caractéristiques suivantes:

- La pression avec laquelle les deux surfaces sont maintenues en contact.
- La conductivité thermique du fluide interstitiel dans le cas d'un liquide.
- La conductivité thermique du gaz interstitiel, de même que les conditions relatives à un éventuel transfert de chaleur causé par radiation.
- L'état de surface des deux solides (rugosité, dureté).
- La température moyenne au niveau de l'interface.

Avec une approximation du premier ordre, la résistance thermique de contact peut s'écrire:

$$R_s = 0.80 \frac{\sigma}{A \cdot k_s \cdot m} \left(\frac{P}{H} \right)^{-0.95} \quad \text{avec} \quad k_s = \frac{2k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2}$$

avec:

σ : Rugosité de la surface (RMS).

H : Microdureté du matériau le moins dur.

P : Pression « apparente » de contact.

m : « Absolute average asperity slope »

Un gaz ou un liquide peut également remplir les espaces entre les deux surfaces en contact. Si le fluide interstitiel possède une plus faible conductivité thermique que les deux solides, une résistance de contact liée à ce fluide peut exister et jouer un rôle perturbateur dans la dissipation thermique entre ces deux surfaces.

La résistance à travers un fluide situé à l'intérieur de la jonction, peut être approximée de la façon suivante:

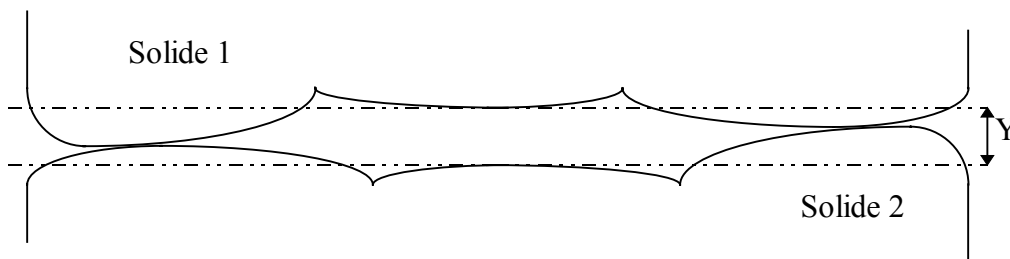
$$R_g = \frac{Y + g}{A \cdot k_g}$$

avec:

g: Grandeur fictive présente pour expliquer les interactions moléculaires entre les gaz et les surfaces. Pour les liquides, $g = 0$. Pour l'air, sous une atmosphère à la température de 100°C , $g = 0.27 \mu\text{m}$.

k_g: Conductivité thermique du fluide interstitiel.

Y: Distance de séparation entre les deux plans moyens des surfaces en contact (Cf. schéma ci-dessous), $Y = 1.53\sigma(P/H)^{-0.097}$



En général, la résistance de contact entre les deux solides (R_s) et la résistance du fluide interstitiel (R_g) sont supposées être connectées en parallèle. La résistance thermique totale de la jonction (R_j) est alors égale à:

$$\frac{1}{R_j} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_g}$$

IV.F. TEMPERATURE DE JONCTION

IV.F.1. EVALUATION QUANTITATIVE DE LA TEMPERATURE DE JONCTION PAR UTILISATION D'UN MODELE THERMIQUE

Les différentes résistances thermiques comprises entre la jonction et le milieu ambiant peuvent être représentées par un modèle thermique où chacune de ses composantes est remplacée par son analogue électrique. Ce modèle permet d'évaluer la température de jonction.

Les résistances thermiques intervenant dans l'écoulement de la chaleur sont communément appelées:

R_{JC}: Résistance thermique comprise entre la jonction et le boîtier.

R_{CS}: Résistance thermique comprise entre le boîtier et le radiateur.

R_{SA}: Résistance thermique comprise entre le radiateur et l'air ambiant.

R_{CA}: Résistance thermique comprise entre le boîtier et l'air ambiant.

C_T: capacité de chaleur analogue à un condensateur fonctionnant en régime alternatif ou impulsionnel.

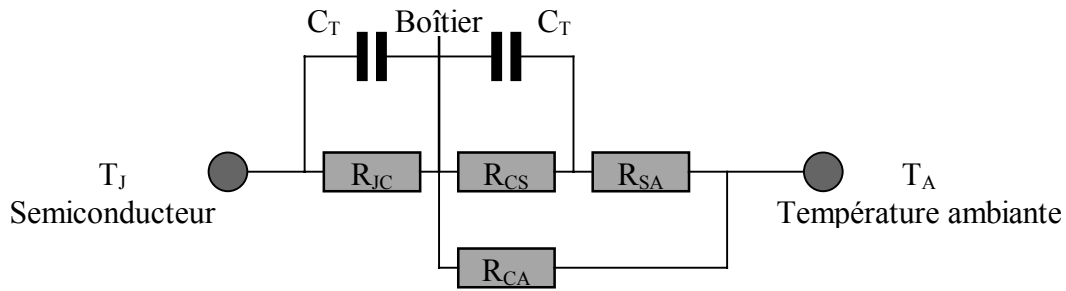


Figure IV-5: Modèle thermique exprimant les différents éléments intervenant dans l'évaluation de la température de jonction.

Lorsque le flux de chaleur change au rythme des impulsions, la température de jonction varie comme varierait la charge d'un condensateur qui se chargerait et se déchargerait sous l'effet d'un potentiel variable. Cette capacité thermique est quelquefois appelée « capacité d'inertie thermique », parce que la température de la masse de la puce ne peut être modifiée instantanément, comme la charge d'une capacité électrique (Notion de continuité). Ceci signifie que pour des impulsions extrêmement brèves, la capacité thermique agit en effectuant une moyenne de ces variations (lissage) et les puissances de dissipation de ces impulsions ont l'effet d'une puissance moyenne constante fournie par une période entière. La température de jonction est alors égale à:

$$T_J = (P_{\text{moy}} \cdot R_{JC}) + T_{\text{boîtier}}$$

Cette capacité emmagasine de l'énergie sous forme de chaleur durant l'établissement de l'impulsion et la restitue après la disparition ou extinction de l'impulsion.

La chute de la température de la jonction durant la phase de décharge est liée à la différence de température entre la jonction et le boîtier. La température max, soit T_{max} , de la jonction est liée à l'amplitude max. de l'impulsion. Elle constitue le paramètre critique de la jonction, $T_{j\text{max}}$ et nécessite pour être établie la connaissance ou le calcul de la résistance thermique transitoire R_{TT} qui en fait, est la réponse thermique de la jonction en régime impulsionnel.

P_{moy} représente la puissance moyenne dissipée par la jonction en fonction du rapport cyclique de l'impulsion.

Si la résistance interne R_{int} est définie comme étant la résistance liée au composant, c'est à dire la puce et le boîtier, et la résistance externe R_{ext} comme étant celle liée au packaging, la température de jonction peut s'écrire de la façon suivante:

$$T_j = \Delta T_{j-c} + P_c \cdot R_{\text{int}} + P_m \cdot R_{\text{ext}} + \Delta T_{\text{liq}} + T_{\text{amb}}$$

ΔT_{liq} : Variation de température entre la sortie et l'entrée du liquide de refroidissement; c'est à dire:

$$\Delta T_{\text{liq}} = Q/mC_p$$

ΔT_{j-c} : Différence de température entre la jonction et la puce.

m, C_p : masse et capacité calorifique du fluide de refroidissement.

P_c : Puissance dissipée par la puce.

P_m : Puissance dissipée par le module

T_{amb} : température ambiante (du fluide ou de référence quelconque).

V. CONVECTION THERMIQUE

V.A. DEFINITIONS

Lorsqu'un solide est en contact physique avec un fluide, de températures différentes, le transfert de chaleur du corps le plus chaud au corps le plus froid s'effectue par convection. Celle-ci est présente par exemple entre un composant et son environnement, l'air ambiant se déplaçant par rapport à la surface du composant. La convection ne se réalise pas dans le vide.

Ce phénomène s'explique de la façon suivante: Le fluide est en contact avec un solide de température différente. Les parties du fluide en contact avec le corps solide s'échauffent par conductibilité (dans la région de l'interface). Les variations de densité qui en résultent provoquent des courants au sein du fluide, animés de mouvements circulaires. Ces courants transportent la chaleur dans tout le fluide et ne s'arrêtent que lorsque tout le fluide est à la même température que le solide. L'importance des courants de convection dépend de la forme géométrique des solides en contact avec le fluide.

Il existe deux types de convections, la première est la convection libre ou naturelle, tandis que la seconde est la convection forcée. Cette dernière intervient si le mouvement du flux est produit volontairement et extérieurement (dans le cas de ventilation, par exemple).

La quantité de chaleur transférée d'une surface à la température T_1 à l'air ambiant environnant de température T_2 est:

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{K}{\rho \cdot C \cdot V} (T_1 - T_2)^{\frac{5}{4}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

avec:

V: Volume du corps,

C: Coefficient de chaleur spécifique ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$),

ρ : Densité du matériau ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

Le flux peut être laminaire ou turbulent.

- *Flux laminaire*: Le flux de particules suit un chemin linéaire. L'échange de chaleur entre elles se fait par conduction entre le flux moléculaire et la surface et entre les molécules elles-mêmes.
- *Flux turbulent*: Les molécules sont animées d'un mouvement *brownien*. Des tourbillons apparaissent, permettant les échanges de chaleur entre les molécules et le transport de l'énergie thermique.

La convection thermique suit la loi de Newton:

$$Q = h \cdot S \cdot \Delta T \quad \text{et} \quad R = \frac{1}{h \cdot S}$$

avec:

S: Surface d'échange thermique.

h: coefficient de convection de la chaleur à la paroi. Ce coefficient dépend des propriétés thermiques du fluide et des éventuelles propriétés dynamiques de l'écoulement.

R: résistance thermique due à la convection.

ΔT : différence de température entre les deux milieux.

V.B. GRANDEURS FONDAMENTALES LIEES A LA CONVECTION

Lorsqu'une étude de transfert de chaleur, faisant intervenir le phénomène de convection, est à réaliser, il est important de prédire le type de régime d'écoulement dans lequel nous nous trouvons: La convection peut être libre ou forcée et l'écoulement peut être laminaire ou turbulent. Dans ce but, deux grandeurs sans dimensions ont donc été définies: Le nombre de Reynolds **Re** et le nombre de Grashof **Gr**.

Le rapport **Gr/Re²** détermine le type de régime de convection:

$$\frac{Gr}{Re^2} > 1 \Rightarrow \text{La convection libre est prépondérante.}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \Rightarrow \text{La convection forcée est prédominante.}$$

Sinon, le régime est mixte et dans ce cas, la modélisation devient complexe. Il est alors nécessaire de procéder à des expérimentations à l'aide de prototypes (Ou par calculs numériques).

Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

avec:

ρ: Densité du fluide.

μ: Viscosité du fluide.

D: Dimension caractéristique du solide.

V: Vitesse du fluide (vélocité).

Pour un flux externe: Si **Re** < 5.10⁵ l'écoulement est laminaire, sinon il est turbulent.

Pour un flux interne: Si **Re** < 2300 l'écoulement est laminaire, sinon turbulent.

Nombre de Grashof:

$$Gr = \frac{\rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\mu^2}$$

β: Coefficient d'expansion thermique.

ΔT: Différence de températures entre la surface du solide et la surface libre du fluide.

L: Longueur caractéristique du solide.

D'autres grandeurs sans dimension interviennent dans l'étude des écoulements de fluide:

Le nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

Le nombre de Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$$

D: Dimension caractéristique du solide.

Convection libre:

La relation générale pour la convection libre est $Nu = f(Gr.Pr)$. En particulier, le transfert de chaleur rencontré dans le packaging électronique et suivant ce type de convection, obéit à la relation suivante (écoulement laminaire ou turbulent):

$$Nu = c(Gr.Pr)^n = c(Ra)^n$$

où **c** et **n** sont des constantes dépendant des caractéristiques géométriques du solide et du fluide.

Ra: Nombre de Rayleigh.

Convection forcée:

La relation générale pour la convection forcée est $Nu = f(Re.Pr)$. En micro-électronique, le transfert de chaleur obéit alors à l'expression suivante:

$$Nu = c.Re^n.Pr^m$$

où **c**, **n** et **m** sont des constantes dépendant des caractéristiques géométriques du solide et du fluide.

V.C. DISSIPATION THERMIQUE ET EXTENSION DE SURFACE

La dissipation thermique d'un solide, source de chaleur, dans un fluide de refroidissement peut être améliorée grâce à une extension de la surface du solide, par exemple sous forme d'ailettes. Nous avons vu précédemment que le flux de chaleur en convection thermique obéissait à la relation $Q = h.A.\Delta T$. Pour une différence de températures fixée, cette quantité de chaleur dissipée varie de la même façon que le produit **h.A** (Coefficient de transfert d'énergie x surface). Il est assez difficile de modifier la valeur de **h**, cependant il est possible d'augmenter la surface d'échange thermique, en disposant par exemple des ailettes de refroidissement sur le solide (Capot de la puce).

Les ailettes permettent d'accentuer le processus de convection thermique, mais à cause de cet ajout de matière sur le solide, une résistance de conduction est ajoutée (les températures au coeur du solide et à l'extrémité des ailettes sont différentes). Néanmoins, cette extension de surface reste rentable tant que $(2.k/h.\delta) > 1$, où **δ** est l'épaisseur de l'ailette.

La température entre les deux extrémités de l'ailette n'étant pas la même, la dissipation thermique ne s'effectue pas avec la même efficacité en tout point de celle-ci. Afin de prendre en compte ce phénomène, un rendement de l'ailette est défini:

$$\eta = \frac{F_{ré}}{F_{id}}$$

F_{ré}: Flux réel à travers la surface de l'ailette.

F_{id}: Flux idéal: La température de l'ailette est uniforme et égale à celle de la base.

La résistance thermique de l'ailette peut alors s'écrire:

$$R = \frac{1}{\eta.h.A}$$

Les formes des ailettes peuvent être très variées. Comme le rendement est lié entre autre à la géométrie des ailettes, chacune d'entre elles possède son propre rendement. Pour les ailettes droites (cylindriques) le rendement s'exprime de la façon suivante:

$$\eta = \frac{\tan(ml)}{ml}$$

avec:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}}$$

l: Longueur de l'ailette.

δ : épaisseur de l'ailette.

V.D. DISSIPATION THERMIQUE LIEE A UN CHANGEMENT DE PHASE

Lorsque le flux de chaleur dissipé par un composant est trop important, il est possible de refroidir celui-ci, non seulement grâce à l'écoulement d'un fluide, mais également grâce au changement de phase de celui-ci. En effet, il n'est pas rare d'obtenir pour certains composants, des puissances dissipées supérieures à $2 \cdot 10^5 \text{ W.m}^{-2}$. Dans ce cas, l'écoulement d'un liquide de refroidissement est accompagné d'une ébullition de ce fluide au niveau de la surface des échanges thermiques. La quantité de chaleur ainsi consommée par ce changement de phase liquide-vapeur, s'écrit:

$$Q = C'_{SF} \cdot A \cdot (T_1 - T_{SAT})^n$$

avec:

A: Surface des échanges thermiques.

C'_{SF} : Constante dépendant du fluide.

n = 3 (valeur habituelle).

T_1 : Température de la source de chaleur.

T_{SAT} : Température d'ébullition du fluide.

VI. RADIATION THERMIQUE

Ce phénomène correspond au transfert de chaleur par rayonnement électromagnétique dans la gamme allant de l'infrarouge à l'ultraviolet. Ceci ne se produit que dans les milieux transparents ou dans le vide. L'énergie émise par rayonnement est proportionnelle à la quatrième puissance de sa température. L'énergie rayonnée ne devient donc importante que pour les corps très chauds.

La quantité de chaleur émise par une surface A de température T_1 , à son environnement de température T_{SUR} , s'écrit de la façon suivante:

$$Q = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_{SUR}^4)$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $5.67 \cdot 10^8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$

ϵ : Emissivité de la surface.

Un corps noir possède une émissivité égale à 1, c'est à dire qu'il émet la totalité de son énergie par radiation. Une surface parfaitement réfléchissante possède au contraire une émissivité nulle.

La résistance radiative minimum est donc:

$$R = \frac{1}{4\sigma \cdot A \cdot T_m^3}$$

T_m : Température moyenne entre la surface et l'extérieur.

Pour une température donnée, un corps émet d'autant plus de rayonnements qu'il peut en absorber davantage. Les corps mats et de couleur foncée rayonnent plus pour une même température que les corps brillants ou de couleur claire.

La chaleur dissipée par un composant électronique sous la forme de rayonnement thermique est souvent négligeable devant les phénomènes de conduction et de convection. C'est pourquoi, dans certains calculs de transfert de chaleur, il est judicieux de ne pas tenir compte des radiations thermiques.

VII. CONCLUSION

Les circuits intégrés dissipant une puissance thermique assez importante, il est indispensable, pour ne pas détériorer ces composants, d'évacuer la chaleur en dehors du package. Ce transfert thermique peut s'effectuer de trois façons différentes:

- La conduction thermique demeure la plus importante dans notre domaine. Elle est principalement caractérisée par une dissipation de chaleur à l'intérieur d'un ou de plusieurs solides en contact. Ce phénomène fait intervenir la conductivité thermique des matériaux.
- La convection thermique, est très semblable à la conduction, mais concerne le transfert thermique d'un fluide. Les convections naturelle et forcée sont à distinguer. Elles sont souvent rencontrées dans les packagings de circuits intégrés qui dissipent de grandes quantités de chaleur.
- Le rayonnement thermique, comme son nom l'indique, correspond à un transfert de chaleur sous forme d'onde électromagnétique (dans l'infrarouge). Tout corps, de température non nulle (0°K), rayonne de l'énergie. Cependant, dans le domaine du packaging, ce type de dissipation thermique est souvent négligé, à juste titre, devant la conduction et la convection thermique.

Les équations théoriques relatives aux phénomènes thermiques et électriques sont très proches. Il est donc possible d'étudier les transferts de chaleur, par analogie électrique. C'est pourquoi, des résistances et capacités thermiques sont définies afin de modéliser le comportement thermique d'un package. Cependant, le calcul de ces grandeurs fait souvent intervenir quelques approximations, qui éloigne le modèle de la réalité.

Pour étudier avec précision le comportement thermique d'un système, il est nécessaire d'utiliser l'équation générale de la chaleur en tout point de ce système. Ceci constitue une méthode très complexe, cependant des algorithmes de discrétisation (éléments finis) permettent de simuler les phénomènes de transfert de chaleur de façon très réaliste.

VIII. BIBLIOGRAPHIE

Microelectronics Packaging:

R.TUMMALA, J RYMASZEWSKI

Le composant électronique monté en surface: Technologie et mise en oeuvre.
S.SCHMITT (MASSON)

Advances in thermal modeling of electronic components and systèmes.
Tome 1 et 2.

Transfert de chaleur: Tome 1: les principes
J. CABROL (MASSON).

La microélectronique hybride: La couche épaisse:
S.SCHMITT (HERMES)

ANNEXE

MATERIAU	Densité ρ g.cm^{-3}	Chal. Spécifique $\text{J.g}^{-1}.\text{°C}^{-1}$	Conductivité $\text{W.cm}^{-1}.\text{°C}^{-1}$	Diffusion α $\text{cm}^2.\text{s}^{-1}$	T° de fusion °C
Argent			4.16		
Or	19	0.13	2.95	1.21	1063
Palladium			0.79		
Platine			0.6		
Cuivre	8.85	0.38	3.8	1.19	1083
Aluminium	2.6	0.90	2.16	0.94	660
Chrome			0.69		
Acier			0.50		
Nickel	8.9	0.44	0.90	0.16	1450
Ni/Chrome	8.25	0.45	0.13	0.035	1350
Cadmium			0.9		
Molybdène	10.2	0.25	1.45	0.51	2610
Etain			0.64		
SnPb(60-40)	8.8	0.16	0.36	0.26	361
Soudure eutec.			2.95		
BeO	2.9	1	2.6	0.86	2450
Alumine 96%	3.7	0.9	0.35	0.095	2035
Alumine 99%			0.37		
Stéatite	2.7	0.84	0.06	0.026	1820
Silicium	2.33	0.65	1.45	0.96	1420
Tantale	16.6	0.14	0.55	0.24	3000
Encre résistive	2.7	0.93	0.01	0.004	
Kovar	8.2	0.46	0.2	0.034	1450
Résine époxy	2.2	0.84	0.035	0.002	
Verre fritté			0.01		
Eau	1.0	4.18	0.0062	0.00145	
Air	0.0012	1.0	0.00026	0.22	0