

# 1. COMPLEMENTE DE CALCUL TERMIC IN ECHIPAMENTELE ELECTRONICE

## 1.1. Introducere

Echipamentele electronice conțin o serie de componente sau ansamble care sunt surse de căldură: rezistențe electrice, bobine, transformatoare electrice, conductoare electrice, servomotoare electrice de acționare, cablaje imprimate, dispozitive electronice, etc. Creșterea temperaturii mediului de lucru al echipamentului are ca posibile consecințe:

- modificarea calităților unor materiale (carton, mase plastice, ceramică);
- deteriorarea unor contacte sau izolații;
- scăderea calității procesului de ungere a unor cuple cinematice;
- modificări ale poziției relative pentru diverse componente cu implicații funcționale.

Calculul termic al acestor echipamente impune un ansamblu de măsuri constructive și tehnologice care trebuie luate la elaborarea și execuția componentelor electronice, circuitelor imprimate, dispozitivelor semiconductoare etc.

## 1.2. Câmp de temperatură. Regim termic

Se numește *câmp de temperatură* o regiune oarecare din spațiu unde fiecărui punct  $i$  se poate atașa o temperatură. Un câmp de temperatură poate fi exprimat printr-o funcție de forma:

$$\theta = F(x, y, z, t) \quad (6.2.1)$$

unde:  $\theta$  este temperatura,  $x, y, z$  sunt coordonatele punctului căruia  $i$  se atașează mărimea  $\theta$  iar  $t$  este timpul.

Prezența parametrului “timp”, în relația de definiție anterioară, permite definirea noțiunii de *regim termic* ca fiind modul în care se modifică în timp câmpul termic.

Dacă în relația (6.2.1) timpul nu apare în mod explicit, regimul termic este *staționar sau permanent*. Temperatura rămâne constantă sau se modifică în intervalul  $(\theta_{min}, \theta_{max})$  repetat în jurul unei valori medii. În caz contrar regimul termic este *nestaționar sau variabil*. Regimul termic variabil se poate descumpune într-un regim tranzitoriu (corespunzător trecerii dintr-un regim staționar în altul) și unul staționar.

Pierderile de putere într-un *sistem mecatronic* (electronică  $\cap$  mecanică  $\cap$  electrotehnică  $\cap$ ...) se pot defini ca:

- pierderi prin efect Joule într-un rezistor electric  $R \cdot I^2$  ;
- pierderi electromagnetice
  - a) prin histereză
  - b) prin curenți Foucault
- pierderi mecanice
  - a) pierderi datorate unui cuplu de frecare uscată ;
  - b) pierderi datorate unor cupluri de frecare fluidă proporționale cu viteza pătratică a elementului mobil ;

Aceste pierderi de putere se pot astfel defini pentru un sistem mobil (de ex. servomotor electric) prin relația:

$$\sum(p_i) = R \cdot I^2 + \alpha \cdot \Omega + \beta \cdot \Omega^2 \quad (6.2.2)$$

unde  $\alpha$  și  $\beta$  sunt coeficienți de proporționalitate iar  $\Omega$  este viteza elementului mobil din sistem. O parte din aceste pierderi *se acumulează* în sistem determinând creșterea temperaturii sistemului iar o altă parte *este evacuată* înspre mediul exterior sistemului analizat.

Schema termică echivalentă a unui sistem omogen (cu un singur nod) este prezentată în Fig. 1.2.1.

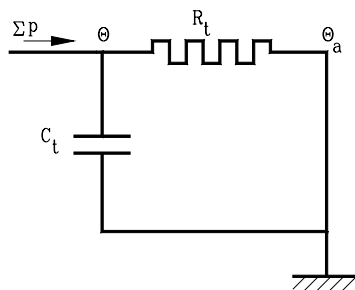


Fig. 1.2.1

Pentru sisteme neomogene creșterea de temperatură se poate obține pe baza schemei cu două noduri.

Prin analogie cu componentele electrice semnificația notațiilor este următoarea:

- $R_t$  este rezistența termică sistem – mediu ambiant (de ex: bobină – mediu etc) [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ];

- $C_t$  este capacitatea termică a sistemului (de ex: capacitatea termică a carcasei servomotorului etc.) [ $J/^\circ C$ ];
- $\theta$  [ $^\circ C$ ] este temperatura sistemului analizat (de ex.: rezistorul etc.) iar  $\theta_a$  este temperatura mediului ambiant.

Ecuția diferențială care descrie funcționarea schemei anterioare este :

$$\Sigma(p) = C_t \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\theta - \theta_a}{R_t} \quad (6.2.3)$$

Introducând creșterea de temperatură a sistemului față de mediu ca fiind  $\Delta\theta$ , soluția ecuației anterioare este:

$$\Delta\theta = (\Sigma p) \cdot R_t \cdot \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (6.2.4)$$

unde  $\tau = RC$  poartă denumirea de constantă termică.

Constanta de timp termică ia în considerare *inerția termică* a piesei analizate. Această inerție este determinată de masa, forma și proprietățile termice ale corpurilor. Acest parametru este specific proceselor tranzitorii. Modul de definire a constantei de timp termică este prezentată în Fig. 1.2.2 a și reprezintă timpul necesar atingerii a 63 % din temperatura de regim staționar  $\theta_0$ .

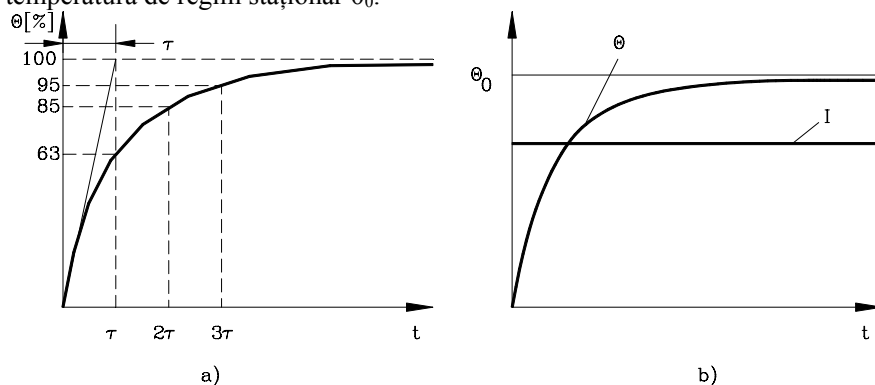


Fig. 1.2.2

Serviciul de funcționare a unui sistem definește succesiunea și durata regimurilor care îl compun:

- Serviciu continuu: durata de conectare la un curent  $I$  este suficient de mare pentru a se atinge temperatura de regim staționar (Fig. 1.2.2 b);
- Serviciu de scurtă durată: durata de conectare  $t_c$  este suficient de scurtă pentru ca temperatura să nu ajungă la valoarea de regim staționar după care urmează o perioadă de deconectare suficient de mare ca temperatura să scadă la valoarea temperaturii mediului ambiant (Fig. 1.2.3 a);

- Serviciu intermitent: durata de conectare  $\alpha T$  este urmată de o perioadă de deconectare astfel că temperatura variază între două valori limită fără să atingă valoarea de regim staționar sau cea a mediului ambiant (Fig. 1.2.3 b).

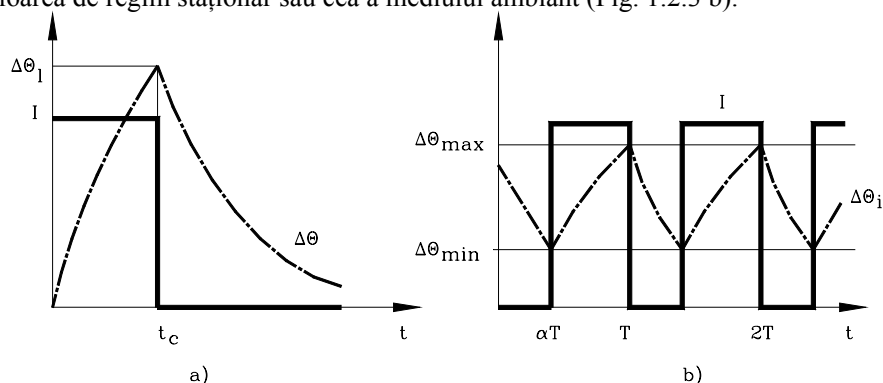


Fig. 1.2.3

Determinarea pierderilor de putere care stau la baza încălzirii și implicit determinarea creșterii temperaturii este extrem de important întrucât această creștere nu are voie să depășească valoarea limită determinată în general de clasa de izolație.

### 1.2.1. Exemplul 6.1

Se consideră un servomotor electric dintr-un echipament electronic. Puterea la arbore este  $2\text{ W}$  iar randamentul său este  $\eta = 0.76$ . Din datele de catalog se cunosc rezistența termică  $R_{th}=33\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$  și capacitatea termică  $C_{th}=0.895\text{ J}/^{\circ}\text{C}$ .

Să calculăm creșterea temperaturii servomotorului pentru un serviciu de lungă durată ( $t \rightarrow \infty$ ) și pentru unul de scurtă durată ( $t=10\text{ s}$ ).

Creșterea admisibilă a temperaturii este  $\Delta\theta_a = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Pierderile de putere sunt definite de relația:

$$\Delta p = \frac{P_2}{\eta} - P_2 = \frac{2}{0.76} - 2 = 0.63\text{ W} \quad (6.2.5)$$

Pe baza relației de definiție a constantei de timp se determină:

$$\tau = R_{th} \cdot C_{th} = 33 \cdot 0.895 = 29.535\text{ s} \quad (6.2.6)$$

Creșterea temperaturii în cele două regimuri de funcționare este:

- Regimul continuu (rel.6.2.4):

$$\Delta\theta = 0.63 \cdot 33 \cdot (1-0) = 20.79\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.2.7)$$

- Regimul de scurtă durată:

$$\Delta\theta = 0.63 \cdot 33 \cdot \left( 1 - e^{-\frac{10}{29.535}} \right) = 0.63 \cdot 33 \cdot \left( 1 - e^{-0.338} \right) = 5.97 [^{\circ}C] \quad (6.2.8)$$

Se observă că în ambele cazuri este verificată condiția  $\Delta\theta < \Delta\theta_a$

Bilanțul energetic în aparatura electronică este descris de ecuația:

$$W = W_u + W_{d1} + W_{d2} \quad (6.2.9)$$

unde:  $W$  - este energia preluată de la sursa de alimentare;  $W_u$  - este energia utilă necesară îndeplinirii funcțiilor prescrise de echipamentul electronic;  $W_{d1}$  - este energia disipată în mediul exterior;  $W_{d2}$  - este energia consumată prin încălzirea diverselor componente.

La echilibru termic, toate punctele unui sistem de puncte în contact termic, se găsesc la aceeași temperatură. Dacă în cadrul unui sistem există puncte cu temperaturi diferite, are loc un schimb de căldură îndreptată de la punctele cu temperatură mai înaltă către cele cu temperatură mai joasă.

Transferul de căldură între două puncte sau între două porțiuni ale unui sistem în dezechilibru termic se efectuează fie prin *convecție*, *conducție* sau *radiație* fie în general prin două sau prin toate cele trei fenomene simultan.

Transferul de căldură prin *convecție* se realizează prin curenți de substanță încălzită în contact cu corpul cu temperatură mai înaltă și reprezintă un caz de propagare a căldurii în fluide. Mișcarea fluidului este fie liberă, fie forțată. Schimbul de căldură între corpul cald și fluid se efectuează prin conducție și urmează legile transferului de căldură între două medii separate printr-o suprafață de discontinuitate.

Transferul de căldură prin *conducție* se face, fie în masa unui corp când între două puncte sau între două regiuni există o diferență de temperatură, fie între două corpuri în contact, care nu se găsesc la aceeași temperatură și este caracterizat prin lipsa unei deplasări de substanță. Fenomenul este caracteristic corpurilor solide, lichide sau gazoase.

Căldura pe care o primește un corp ridicându-și temperatura se transformă în *energie radiantă*. Radiațiile emise se propagă în spațiu și dacă sunt absorbite de un alt corp acesta se încălzește. Aceste radiații emise de corpuri și dependente de temperatură se numesc radiații termice.

### 1.3. Transmiterea căldurii prin conducție

Procesul propagării căldurii prin conducție este strâns legat de distribuția temperaturii în interiorul corpului. Toate punctele unui corp, care la un moment dat au aceeași temperatură, formează o suprafață izotermică. Variația maximă a temperaturii are loc după direcția normală la suprafața termică.

Analizând fenomenul conducției termice, Fourier a stabilit relația de definire a procesului de evacuare a căldurii:

$$Q = -\lambda \cdot |\text{grad}\theta| \cdot S \cdot t [J] \quad (6.3.1)$$

unde:  $\lambda$  - este coeficientul de transmisivitate a căldurii – *conductivitatea termică* - [W/m K]; S – este suprafața de schimb a căldurii [m<sup>2</sup>]; t – este durata schimbului de căldură; |grad  $\theta$ |- este valoarea ( modulul ) gradientului adică variația temperaturii pe unitatea de lungime după direcția normalei la suprafața izotermică [° C].

Coeficientul de proporționalitate  $\lambda$  este o caracteristică a corpului prin care se face transferul de căldură și depinde de natura acestuia. Tab. 1.3.1 prezintă un extras de valori pentru conductivitatea termică a unor materiale.

Tab. 1.3.1

Material	$\lambda$ [W/mK]
Alamă (40 % Zn)	90
Aluminiu	209
Argint	418
Cadmiu	92
Cupru	394
Oțel (carbon)	43
Oțel inox	17
Plumb	35
Staniu	64
Preșpan	0.14
Pertinax	0.19-0.29
Sticlotextolit	0.3
Sticlă	0.8-1.05
Ceramică	0.2-0.28
Mica	0.4-0.6
Cuarț	6-12
Aer	0.025

Cantitatea de căldură transmisă în unitatea de timp reprezintă fluxul termic:

$$\Phi = \frac{Q}{\Delta\theta} [W] \quad (6.3.2)$$

Prin analogie cu rezistența electrică se definește rezistența termică ca raportul dintre diferența de temperatură și fluxul termic:

$$R_{th} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\Phi} [^{\circ}C/W] \quad (6.3.3)$$

Determinarea prin calcul a variației temperaturii poate conduce la calcule relativ complicate funcție de forma corpului. Cu toate acestea s-au determinat formule de calcul pentru corpuri care pot fi asimilate cu un perete omogen plan sau cilindric sau pereți neomogeni plani sau cilindrici. Pentru forme complexe se recomandă metoda elementelor finite.

Majoritatea elementelor constructive ale echipamentelor electronice prezintă o construcție plană: una din dimensiuni (grosimea) este mult mai mică decât celelalte

două (lățimea și lungimea). Această considerație permite să se ia în calcul o difuzare a căldurii numai în direcția dimensiunii minime iar fluxul termic este plan paralel. Relația (6.3.3) se poate scrie în acest caz în una din formele:

- Perete plan omogen de grosime  $a$ , cu suprafața  $S$  a peretelui suficient de mare pentru a se neglija efectele de margine (Fig. 1.3.1 a):

$$\Phi = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\frac{a}{\lambda \cdot S}} \quad (6.3.4)$$

- Perete plan neomogen, format din  $n$  straturi de conductivități  $\lambda_i$  ( $i = 1 \dots n$ ) (Fig. 1.3.1 b):

$$\Phi = \frac{\theta_1 - \theta_n}{\sum_i \frac{a_i}{\lambda_i}} \cdot S \quad (6.3.5)$$

În acest caz "S" reprezintă suprafața în secțiune transversală a fluxului termic.

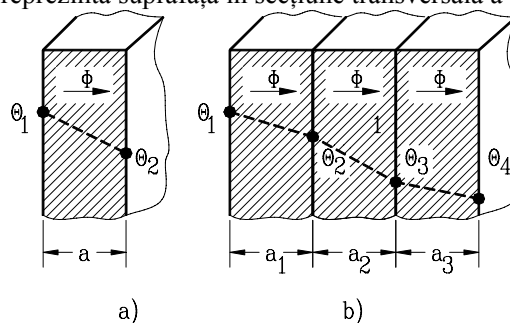


Fig. 1.3.1

În analogie cu teoria circuitelor electrice s-a introdus noțiunea de rezistență termică  $R_{th}$  definită prin relația:

$$R_{th} = \frac{a}{\lambda \cdot S} \quad (6.3.6)$$

Rezistența termică echivalentă, pentru un perete compus din mai multe straturi, se calculează în mod identic cu cazul circuitelor electrice:

$$R_{the} = \sum_i R_{thi} = \sum_i \frac{a_i}{\lambda_i \cdot S_i} \quad (6.3.7)$$

Pentru un perete cilindric au fost deduse formule asemănătoare:

- Perete omogen (Fig. 1.3.2 a):

$$\Phi = \frac{\pi \cdot h \cdot (\theta_1 - \theta_2)}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (6.3.8)$$

- Perete neomogen din "n" straturi cu conductivitatea  $\lambda_k$  ( $k = 1 \dots n$ ) (Fig. 1.3.2 b):

$$\Phi = \frac{\pi \cdot h \cdot (\theta_1 - \theta_n)}{\sum_k \frac{1}{2\lambda_k} \cdot \ln \frac{d_{k+1}}{d_k}} \quad (6.3.9)$$

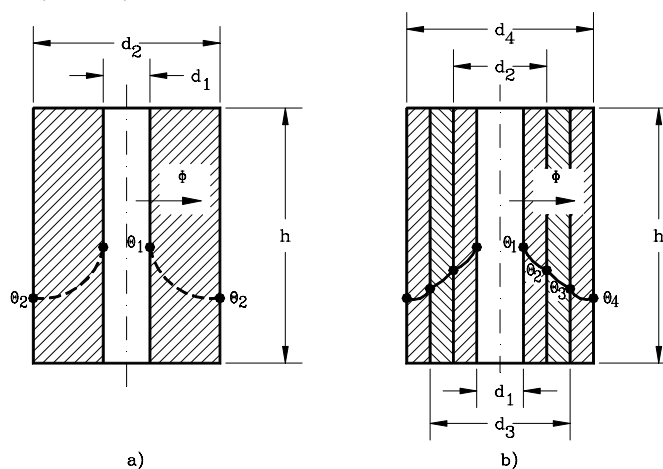


Fig. 1.3.2

Plăcile imprimate constituie unul din cazurile care pot fi echivalate cu cel corespunzător al peretelui plan în timp ce bobina dintr-o carcasă cilindrică constituie un exemplu edificator pentru peretele cilindric.

Creșterea de temperatură se compară cu valoarea admisibilă stabilindu-se concluzia finală privind verificarea la încălzire a componentei respective.

### 1.3.1. Exemplul 6.2

În scopul evidențierii modului de echivalare a căilor de evacuare a căldurii și a modului de calcul a rezistențelor termice, în Fig. 1.3.3 se prezintă modul asamblare a unei componente electronice de putere pe un radiator.

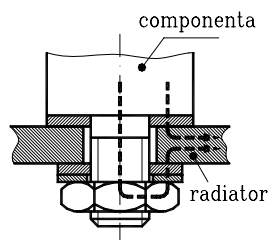


Fig. 1.3.3



În Fig. 1.3.4 parametrii geometrici ai asamblării iar în Fig. 1.3.5 se prezintă schema echivalentă de evacuare a căldurii spre radiator.

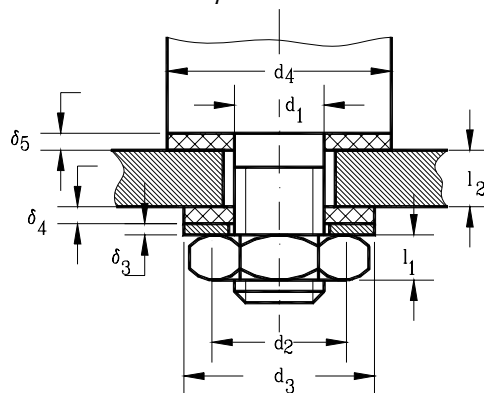


Fig. 1.3.4

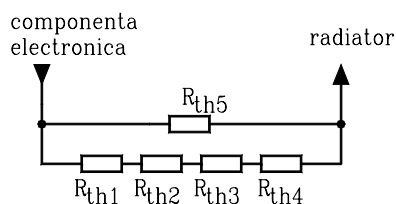


Fig. 1.3.5

Căile de evacuare a căldurii sunt următoarele:

- Componentă electronică – șaibă izolatoare – radiator;
- Componentă electronică – tija șurubului de asamblare – piuliță – șaibă metalică – șaibă izolatoare – radiator.

Rezistențele termice pentru cele două căi de evacuare a căldurii se pot calcula pe baza relațiilor anterioare (6.3.6, 6.3.7) și sunt următoarele:

Pentru tija șurubului:

$$R_{th1} = \frac{4 \cdot l_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \lambda_1} \quad (6.3.10)$$

Pentru piuliță:

$$R_{th2} = \frac{l_2 + \frac{d_2}{4}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_2 \cdot l_2 \cdot \lambda_2} \quad (6.3.11)$$

Pentru șaiba metalică:

$$R_{th3} = \frac{4\delta_3}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot \lambda_3} \quad (6.3.12)$$

Pentru șaiba nemetalică:

$$R_{th4} = \frac{4\delta_4}{\pi \cdot (d_4^2 - d_1^2) \cdot \lambda_4} \quad (6.3.13)$$

Pentru porțiunea comună șaibă – radiator:

$$R_{th5} = \frac{4\delta_5}{\pi \cdot (d_5^2 - d_1^2) \cdot \lambda_5} \quad (6.3.14)$$

Rezistența termică echivalentă:

$$R_{th} = \frac{(R_{th1} + R_{th2} + R_{th3} + R_{th4}) \cdot R_{th5}}{R_{th1} + R_{th2} + R_{th3} + R_{th4} + R_{th5}} \quad (6.3.15)$$

Relațiile anterioare permit determinarea numerică a valorii rezistenței termice dacă se cunosc parametrii geometrici și de material din asamblare.

### 1.3.2. Exemplul 6.3

Rezistența termică este cel mai important parametru pentru selectarea radiatorului, pentru o componentă electronică, pe considerente mecanice.

Formula de calcul a rezistenței termice este:

$$R_{thk} = \frac{\Delta\theta}{P} - R_{thG} = \frac{\Delta\theta}{P} - (R_{thjc} + R_{thm}) \quad (6.3.16)$$

unde:

- $\Delta\theta$  reprezintă diferența dintre temperatura joncțiunii și cea a mediului ambiant; temperatura maximă a joncțiunii este precizată de fabricant și se poate micșora cu 20 – 30 °C pe considerente de securitate; temperatura mediului ambiant condiționată de radiator poate fi majorată din motive de securitate cu 10 – 30 °C.
- $P$  este puterea maximă a semiconductorului [W];
- $R_{thjc}$  este rezistența termică joncțiune – carcasa componentei și este precizată de fabricantul componentei;
- $R_{thm}$  este rezistența termică a suprafeței de montaj[6.2]:
  - a) montaj sec, fără izolator : 0.05 – 0.20 K/W
  - b) unsoare siliconică, fără izolator: 0.005 – 0.10 K/W
  - c) oxid de aluminiu și unsoare siliconică: 0.20 – 0.60 K/W;
  - d) start de mică (0.05 mm) și unsoare siliconică: 0.40 – 0.90 K/W

Să considerăm o componentă semiconductoare de 60 W cu o temperatură maximă a joncțiunii de 180 °C și o rezistență internă  $R_{thG} = 0.6$  K/W la o temperatură a mediului ambiant de 40 °C.

Luând în considerare cele prezentate anterior se pot determina:

- temperatura de calcul a joncțiunii:

$$\theta_j = 180 - 20 = 160K \quad (6.3.17)$$

- rezistența termică a radiatorului:

$$R_{thk} = \frac{160 - 40}{60} - (0.6 + 0.4) = 1K/W \quad (6.3.18)$$

### 1.3.3. Exemplul 6.4

Se consideră structura plană pentru un tranzistor compusă dintr-un cristal de siliciu (1), un suport de bază din cupru (2), ... (3), adezivul (4) și placa (5) (Fig. 1.3.6). Parametrii geometrici ai componentelor sunt:

- cristalul de siliciu:  $5 \times 5 \times 0.3 \text{ mm}$ ;
- suportul (2):  $\Phi 10 \times 0.3 \text{ mm}$ ;

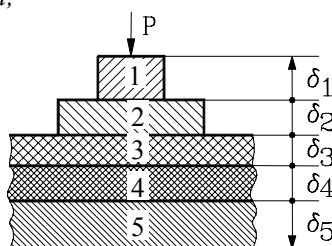


Fig. 1.3.6

Puterea disipată în cristal este  $1.4 \text{ W}$  iar parametrii de material ai componentelor sunt prezentați în Tab. 1.3.2.

Tab. 1.3.2

Material	$\delta$ [mm]	$\lambda$ [W/mK]
Siliciu	0.3	83
Cupru	0.3	380
sital	0.5	1.4
Adeziv	0.2	0.27
Aluminiu	0.5	208

Presupunând că are loc un transfer energetic dinspre cristalul de siliciu spre placă, se pot determina mărimile:

rezistența termică a cristalului:

$$R_{th1} = \frac{\delta}{\lambda \cdot S} = \frac{0.3 \cdot 10^{-3}}{83 \cdot 25 \cdot 10^{-6}} = 144.578 \cdot 10^{-3} [^{\circ}C/W] \quad (6.3.19)$$

rezistența termică a structurii formată din componentele (2-4):

$$R_{th2-5} = \frac{1}{S} \cdot \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{10^{-3}}{78 \cdot 10^{-6}} \cdot \left( \frac{0.3}{380} + \frac{0.5}{1.4} + \frac{0.2}{0.27} + \frac{0.5}{208} + \frac{1}{10} \right) = 15.393 [^{\circ}C/W] \quad (6.3.20)$$

creșterea de temperatură pe cristal:

$$\Delta\theta = P \cdot R_{th1} = 1.4 \cdot 144 \cdot 10^{-3} \cong 0.2 [^{\circ}C] \quad (6.3.21)$$

creșterea de temperatură pe structura de bază:

$$\Delta\theta = 1.4 \cdot 15.393 = 21.55 [^{\circ}C] \quad (6.3.22)$$

Creșterea totală a temperaturii este astfel:

$$\Delta\theta = 0.2 + 21.55 = 21.75 [^{\circ}C] \quad (6.3.33)$$

Această creștere de temperatură se consideră acceptabilă pentru materialele în cauză [6.3].

### 1.3.4. Exemplul 6.5

Se consideră un tranzistor care disipă 3W, în capsulă TO3, și parametrii geometrici care definesc mediul stratificat pe care este montat tranzistorul (Fig. 1.3.7 a)[6.4]:

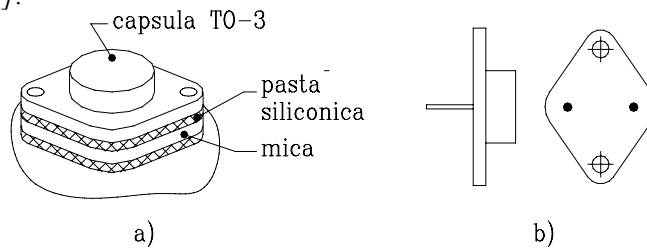


Fig. 1.3.7

- un strat de pastă siliconică de grosime  $\delta_1=0.02$  mm;
- un strat din mică de grosime  $\delta_2=0.15$  mm;
- un strat de pastă siliconică de grosime  $\delta_3=0.02$  mm.

În Fig. 1.3.7 b se prezintă în două proiecții capsula TO-3.

Conductivitatea termică pentru cele trei straturi sunt:  $\lambda_1 = \lambda_3 = 0.3$  W/(mK) și  $\lambda_2=0.36$  W/(mK). Aria de contact a unei capsule TO3 este  $A=6.5$  cm<sup>2</sup>.

Pentru mediul stratificat prezentat relațiile de calcul sunt cele prezentate anterior în exemplul 6.3.

Se determină valorile:

$$R_{th1} = R_{th3} = 0.1K/W \quad R_{th2} = 0.64K/W \quad (6.3.34)$$

Rezistența totală echivalentă corespunde celor trei rezistențe legate în serie:

$$R_{th} = 0.84 \text{ K/W};$$

Creșterea de temperatură va fi:

$$\Delta\theta = 3 \cdot 0.84 = 2.52 \text{ K}$$

### 1.3.5. Exemplul 6.6

În Fig. 1.3.8 a este ilustrată o placă cu coeficientul de conductivitate  $\lambda_p$ , care servește ca suport pentru un grup de componente care disipă o cantitate de energie. În același timp placa asigură transferul de căldură spre schimbătorul de căldură.

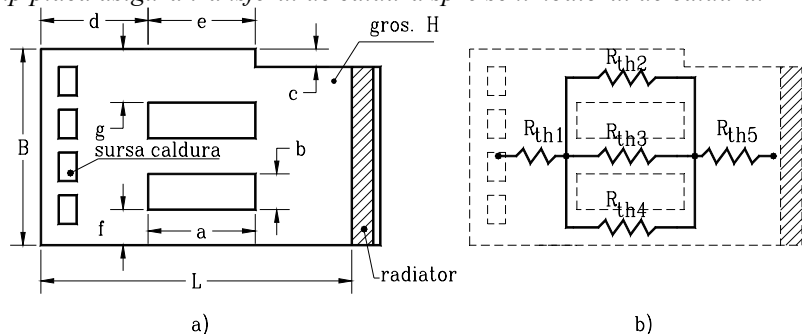


Fig. 1.3.8

Modul de discretizare a plăcii în rezistențe termice echivalente este ilustrat în Fig. 1.3.8 b. Valorile acestor rezistențe  $R_{th1} - R_{th5}$  conectate în serie și paralel se determină prin relațiile anterioare, pe baza parametrilor geometrici ai plăcii și ai celor de material.

Teoretic la contactul dintre două corpuri se poate considera că temperaturile de pe cele două fețe învecinate sunt egale. În realitate există o diferență de temperatură între cele două suprafețe datorată contactului imperfect.

Această diferență se poate defini prin relația:

$$\Phi = \alpha_{ct} \cdot S \cdot \Delta\theta \quad (6.3.35)$$

unde  $\alpha_{ct}$  este coeficientul de transfer termic la contact [ $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ ].

Valorile coeficientului de transfer termic depind de materialele aflate în contact, de rugozitatea suprafețelor, de presiunea de contact dintre cele două suprafețe, de starea de ungere.

Conductivitatea termică de contact poate fi îmbunătățită prin intercalarea unor folii subțiri moi, bune conducătoare de căldură (Cu, Al sau prin ungerea suprafețelor cu pastă silonică – pastă termică). În acest mod se majorează aria reală de contact.

La o asamblare pe radiator a componentei electronice prin șuruburi, presiunea de contact este creată de cele "n" șuruburi care realizează asamblarea (Fig. 1.3.9 a). Forța de strângere  $F$  a unui șurub produce pe suprafața de contact o presiune teoretic

uniformă. Cele “n” șuruburi asigură pe suprafața S de contact dintre componentă și placa suport o presiune de contact:

$$\sigma = \frac{n \cdot F}{S} \text{ [MPa]} \quad (6.3.36)$$

Forța de apăsare F coincide cu forța axială din tija șurubului și se poate exprima prin relația:

$$F = \frac{M_t}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi) + \frac{l}{3} \cdot \mu \cdot \frac{D_1^3 - d_g^3}{D_1^2 - d_g^2}} \quad (6.3.37)$$

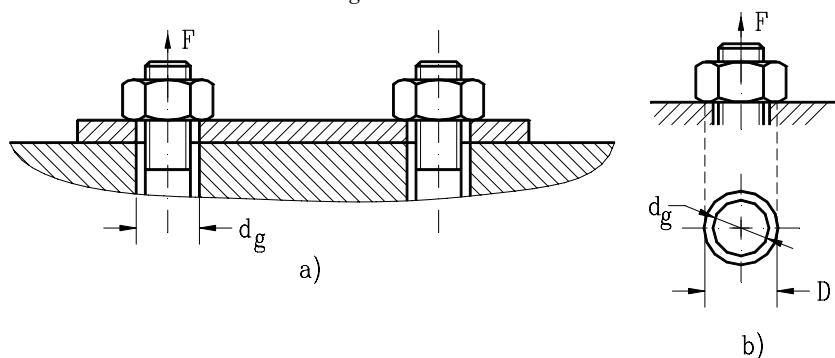


Fig. 1.3.9

unde:  $M_t$  este momentul total care trebuie aplicat pentru strângere;  $d_2$  este diametrul mediu al șurubului (pentru dimensiuni uzuale ale filetelor metrice se poate considera  $d_2=0.9d$ );  $\beta$  este unghiul de înclinare a spirei filetelui (uzual se poate considera  $\beta = 3^\circ$ );  $\varphi$  este unghiul de frecare corespunzător coeficientului de frecare aparent  $\mu_1$  dintre spira șurubului și a piuliței ( $\varphi = \operatorname{tg} \mu_1$ );  $\mu$  este coeficientul de frecare dintre piuliță și suprafața de reazem a acesteia;  $D_1$  este diametrul suprafeței de contact;  $d_g$  este diametrul găurii de trecere (fig.4.12b).

Admițând o frecare între spira filetelui și a șurubului corespunzătoare unui unghi de  $\varphi=7^\circ$  și un coeficient de frecare  $\mu=0.15$  relația anterioară devine [6.4]:

$$\sigma = \frac{5 \cdot n \cdot M_t}{S \cdot d} \text{ [MPa]} \quad (6.3.38)$$

La stabilirea valorii momentului de strângere a șurubului, se impune să se aibă în vedere verificarea rezistențelor admisibile a spirei filetelui la presiune de contact, forfecare sau încovoiere. Verificarea se va face pentru spira cea mai sollicitată. Având în vedere că piulița este modelată în acest caz de piesa intermediară sau de radiator și că se realizează din materiale moi, verificarea se va realiza pentru spira acesteia.

Forța care trebuie aplicată la brațul cheii dinamometrice de lungime L pentru a

crea momentul  $M_t$  are valoarea:

$$F_0 = \frac{M_t}{L} \quad (6.3.39)$$

În Tab. 1.3.3 și Tab. 1.3.4 sunt prezentate valori ale coeficientului de transfer termic pentru diverse materiale și condiții de realizare a suprafețelor de contact.

**Tab. 1.3.3 [6.4]**

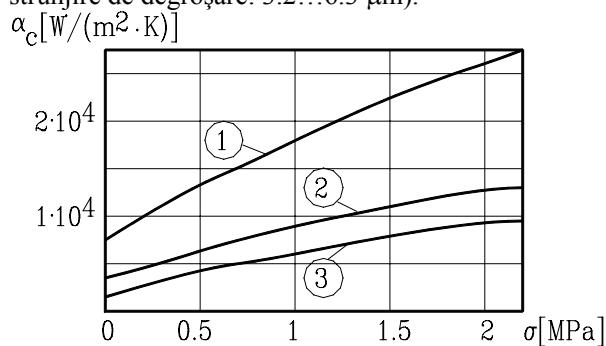
Placă de aluminiu fixată la colțuri cu 4 șuruburi	
Condiții de contact	$\alpha_c$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
Simplu	$1.13 \times 10^3$
Cu folie de 0.05 mm grosime (Cu sau Al)	$1.70 \times 10^3$

**Tab. 1.3.4 [6.4]**

Material	Rugozitatea [ $\mu\text{m}$ ]		$\alpha_c$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	
	Suprafața 1	Suprafața 2	Suprafețe uscate	Suprafețe unse
Oțel	0.1	0.1	$1.24 \times 10^4$	$0.76 \times 10^4$
	1.7	2.1	$0.22 \times 10^4$	$0.76 \times 10^4$
Aluminiu	0.4	1.6	$1.1 \times 10^4$	$1.13 \times 10^4$
	1.6	1.6	$0.73 \times 10^4$	
	0.4	2.5	$0.45 \times 10^4$	
Bronz	1.7	2.0	$0.45 \times 10^4$	$0.67 \times 10^4$

Obs. Determinările au fost realizate la o presiune de contact de 0.07 MPa.

Influența rugozității asupra coeficientului de transfer termic la contact este ilustrată în Fig. 1.3.10. Cuplul de materiale este aluminiul iar rugozitățile sunt corespunzătoare unor tehnologii uzuale (1- rectificare: 0.25...0.37  $\mu\text{m}$ ; 2- strunjire de finisare: 1.6  $\mu\text{m}$ ; 3 -strunjire de degroșare: 3.2...6.3  $\mu\text{m}$ ).



**Fig. 1.3.10**

O atenție deosebită trebuie acordată echipamentelor electronice care lucrează în vid înaintat deoarece reducerile de conductanță termică sunt considerabile.

Același fenomen se constată la echipamente electronice care lucrează la altitudini mari (peste 27 km) datorită rarefierii mediului gazos dintre cele două suprafețe asamblate.

### 1.3.6. Exemplul 6.7

Un tranzistor ASZ 15 cu capsulă metalică TO-3 disipă puterea de 45 W. Prin intermediul unei bride din aluminiu (1) se montează pe un radiator cu temperatura  $\theta_0$ . Dimensiunile capsulei (2) și schema constructivă a montajului cu parametrii geometrici caracteristici este prezentată în Fig. 1.3.11.

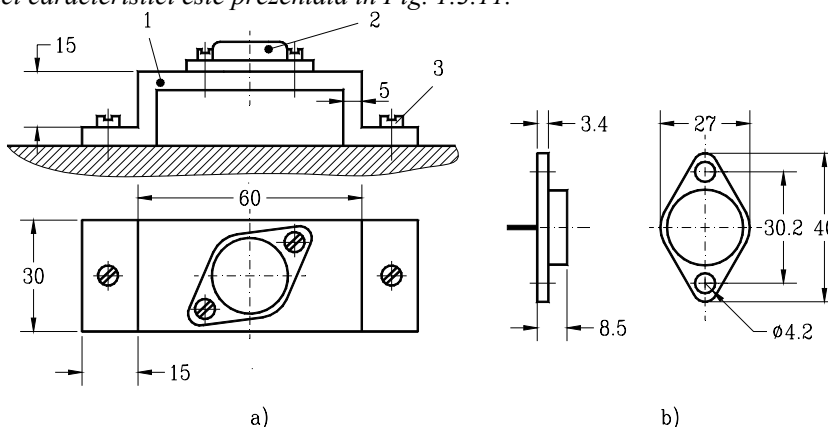


Fig. 1.3.11

Se cere să se determine forța admisibilă în tija șurubului și diferența de temperatură între capsula tranzistorului și radiator, neglijând celelalte forme de transfer a căldurii.

Din Fig. 1.3.11 b referitoare la dimensiunile capsulei rezultă că asamblarea tranzistorului se recomandă să se realizeze cu un șurub (3) M4 (orificiul este  $\varnothing 4.2$ ). Se alege un șurub cu cap crestă (STAS 4883 – 83) pentru care diametrul capului de sprijin este  $D=8$  mm, pasul  $p = 0.7$  mm.

Considerând că spira piuliței (brida) este cea mai solicitată, forța maximă în tija șurubului determinată din condiția de rezistență la forfecare a spirei este:

$$F = \frac{2.67 \cdot H \cdot d \cdot \tau_{af}}{c_s} \quad (6.3.40)$$

unde:  $H$  este grosimea bridei,  $d$  este diametrul exterior al șurubului,  $\tau_{af}$  este rezistența admisibilă la forfecare a materialului bridei iar  $c_s$  este un coeficient de siguranță.



Pe baza relației (4.38) și a unui coeficient de siguranță  $c_s=1.2$  se determină forța:

$$F = \frac{2.67 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^6}{1.2} = 1335 \text{ [N]} \quad (6.3.41)$$

Pe baza parametrilor geometrici ai capsulei, suprafața de contact se poate admite:

$$S_1 = \frac{40 \cdot 27}{2} - 2 \cdot \frac{\pi \cdot 4 \cdot 2^2}{4} = 512 \text{ mm}^2 \quad (6.3.42)$$

Având în vedere relațiile (4.34), (4.39), (4.40) și că montajul se realizează prin două șuruburi, se poate determina presiunea de contact dintre componentă și bridă:

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot 1335}{512 \cdot 10^{-6}} = 5.21 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (6.3.43)$$

În același mod se poate stabili succesiv suprafața de contact și respectiv presiunea de contact dintre bridă și radiator:

$$S_2 = 30 \cdot 15 - \frac{\pi \cdot 4 \cdot 2^2}{4} = 436,15 \text{ mm}^2 \quad (6.3.44)$$

$$\sigma_2 = \frac{1 \cdot 1335}{436,15 \cdot 10^{-6}} = 3.06 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (6.3.45)$$

Schema echivalentă pentru circuitul termic este prezentată în Fig. 1.3.12. Aceasta este compusă din: rezistența termică joncțiune - capsulă  $R_{th,j-c}$ , rezistența termică la contact capsulă – bridă  $R_{th,c-b}$ , rezistența termică pentru jumătate din bridă  $R_{th,b}$ , rezistența termică de contact bridă – radiator  $R_{th,b-r}$ .

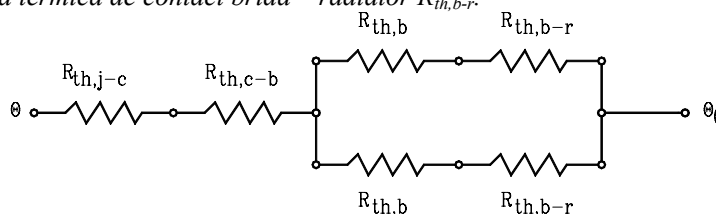


Fig. 1.3.12

Rugozitatea suprafețelor de contact este  $1.6 \mu\text{m}$ . În corespondență cu figura 4.13 coeficienții termici de contact sunt:  $\alpha_{ct1}=2.75 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  și respectiv  $\alpha_{ct2}=1.65 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ .

Din fișa tehnică a tranzistorului considerat se extrage valoarea rezistenței termice  $R_{th,j-c} = 1.45 \text{ K/W}$ .

Se calculează aria în secțiune transversală a bridei:

$$A_b = 5 \cdot 30 = 150 \text{ mm}^2 \quad (6.3.46)$$

Pe baza valorilor anterioare și a relațiilor cunoscute se determină următoarele

valori pentru rezistențele termice:

$$R_{th,c-b} = \frac{1}{2.75 \cdot 10^4 \cdot 512 \cdot 10^{-6}} = 0.071 \text{ K/W} \quad (6.3.47)$$

$$R_{th,b} = \frac{0.06}{205 \cdot 150 \cdot 10^{-6}} = 1.95 \text{ K/W} \quad (6.3.48)$$

$$R_{th,b-r} = \frac{1}{1.65 \cdot 10^4 \cdot 436.15 \cdot 10^{-6}} = 0.139 \text{ K/W} \quad (6.3.49)$$

Rezistență termică echivalentă este:

$$R_{th} = 1.45 + 0.071 + \frac{(1.95 \cdot 0.139)^2}{2 \cdot (1.95 + 0.139)} = 1.538 \text{ K/W} \quad (6.3.50)$$

Diferența de temperatură dintre joncțiunea tranzistorului și radiator este:

$$\Delta\theta = 45 \cdot 1.538 = 69.21 \text{ K} \quad (6.3.51)$$

Domeniul echipamentelor electronice oferă și cazuri mai complexe de transfer termic în care sursa termică este concentrată și montată pe structuri multi-chip.

Modelul tridimensional trebuie să caracterizeze transferul termic în acest caz iar ecuația Fourier trebuie luată în forma sa completă [6.4].

O altă metodă care poate fi utilizată în acest caz (cu limitările de rigoare) este metoda superpoziției liniare [6.6].

Pentru exemplificarea teoriei superpoziției liniare se consideră o bară liniară de lungime  $L$  cu două surse interne de căldură și izolată termic cu excepția capetelor unde temperatura este impusă. Distribuția temperaturii în conductor în ipoteza existenței separate a fiecărei surse este ilustrată în Fig. 1.3.13 a, b. Distribuția temperaturii în cazul existenței simultane a surselor este ilustrată în Fig. 1.3.13 c.

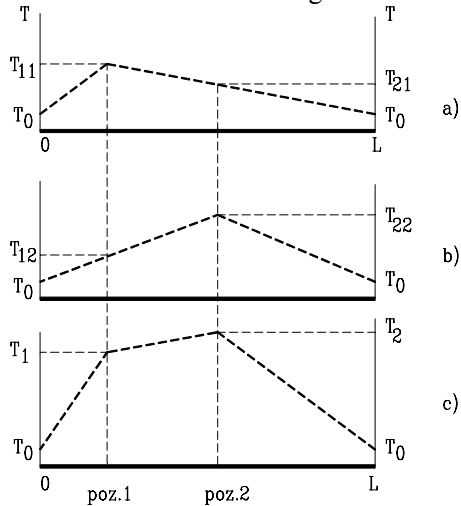


Fig. 1.3.13

Metoda superpoziției oferă astfel posibilitatea obținerii unor soluții rapide în probleme de structuri complexe.

Bazată pe această teorie, temperatura într-un punct “i” datorată sursei termice din punctul “j” este  $T_{ij}$ . Rezistența termică  $R_{ij}$  va caracteriza traseul termic “ij”. De exemplu rezistența termică  $R_{11}$  este:

$$R_{11} = \frac{T_{11} - T_0}{\Phi_1} \quad (6.3.52)$$

Referitor la exemplul evidențiat anterior – conductor și două surse – se poate scrie relația (temperatura  $T_0$  este temperatura de referință):

$$\begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} \\ R_{21} & R_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 - T_0 \\ T_2 - T_0 \end{bmatrix} \quad (6.3.53)$$

Conform rezultatelor testelor efectuate, o rețea termică nodală poate fi calculată. O cerință a acestei metode este ca matricea  $[R]$  să fie simetrică în limitele unor erori acceptabile. Dacă această matrice nu este simetrică, metoda nu este valabilă. Calculul rețelei termice începe cu stabilirea dimensiunii  $N \times N$  a matricei  $[R]$ . Se calculează apoi rezistențele termice din rețeaua cu  $N$  noduri termice și un mediu cu temperatură de referință. Se consideră fiecare sursă de căldură ca un nod al rețelei termice. Rezistențele sunt poziționate între o pereche de noduri și un nod și mediul caracterizat de temperatura de referință. Fig. 1.3.14 ilustrează o astfel de rețea nodală pentru  $N$  surse de căldură. În continuare calculul se reduce la simplă aplicație de algebră liniară.

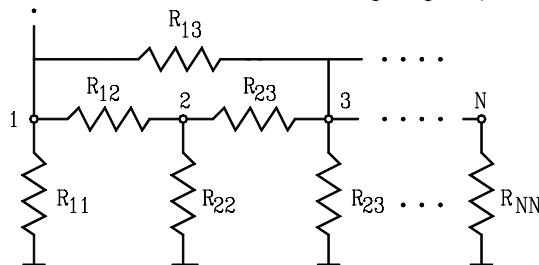


Fig. 1.3.14

Erorile acestei metode sunt datorate următoarelor aspecte [6.6]:

- efectului de radiație, dacă acesta reprezintă 5-10 % din transferul termic total;
- aspectului neomogen al materialelor și a dependenței temperaturii de proprietățile materialelor ;
- transferului termic prin convecție forțată.

#### 1.4. Transmiterea căldurii prin convecție

*Transmisia căldurii prin convecție* are loc simultan cu mișcarea materiei. Dacă un corp încălzit este “spălat” de un gaz sau de un lichid cu o temperatură inferioară

corpului, are loc un transfer de căldură de la corp spre gazul sau lichidul mobil. Transferul termic prin convecție este un fenomen mai complex decât conducția întrucât acestea i se asociază și mișcarea fluidului.

Convecția termică poate fi:

- *naturală* când circulația fluidului este determinată de diferența dintre densitatea straturilor încălzite și cele reci;
- *forțată* când circulația fluidului este impusă din exterior prin intermediul unui mijloc adecvat (ventilator, pompă etc.).

Fizic fenomenul este descris de o serie de ecuații considerate simultan:

- ecuațiile de continuitate și conservare a masei;
- ecuațiile de echilibru pentru particulele de fluid;
- ecuația de conservare a energiei;
- ecuațiile de stare (pentru gaze și lichide).

Ecuațiile menționate scot în evidență complexitatea fenomenului și multitudinea factorilor care intervin: natura mișcării fluidului, regimul de curgere, proprietățile fizice ale fluidului, forma și dimensiunile suprafețelor de contact.

Din acest motiv abordarea fenomenului în totalitatea complexității sale este dificilă și aplicabilă doar pentru cazuri particulare. Pentru aplicații practice sunt utile relații simple de forma celor abordate în cadrul conducției.

Cantitatea de căldură evacuată prin convecție este:

$$Q = \alpha \cdot S \cdot (\theta_c - \theta_m) \quad (6.4.1)$$

unde:  $\alpha$  este coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție [ $\text{W}/^\circ\text{K}\cdot\text{m}^2$ ];  $\theta_c$  este temperatura corpului [ $^\circ\text{K}$ ];  $\theta_m$  este temperatura mediului de răcire [ $^\circ\text{K}$ ];  $S$  este suprafața de răcire [ $\text{m}^2$ ].

Coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție ține cont de întreaga complexitate a fenomenului fiind o funcție complicată de toți factorii care influențează procesul de transmitere a căldurii prin convecție. Acest coeficient se determină prin încercări experimentale pe modele concrete. Transpunerea rezultatelor la alte modele este posibilă prin teoria similitudinii. În baza ecuațiilor diferențiale care exprimă fenomenul convecției termice s-au stabilit invarianții determinanți ai acestui fenomen:

- *invariantul lui Reynolds (Re)* care indică raportul dintre forțele inerțiale și cele de vâscozitate;
- *invariantul lui Fourier (Fe)*;
- *invariantul lui Nusselt (Nu)* care indică raportul dintre căldura transferată prin convecție și cea transferată prin conducție;
- *invariantul lui Grashof (Gr)* care indică raportul dintre forțele de perturbație cauzate de modificarea densității fluidului (datorită încălzirii acestuia) și forțele de vâscozitate;
- *invariantul lui Prandtl (Pr)* indică raportul dintre difuzivitatea mișcării (caracterizată prin vâscozitatea cinematică a fluidului) și difuzivitatea căldurii (caracterizată prin difuzivitatea termică).

În literatura de specialitate se prezintă relații de calcul pentru evaluarea

fenomenului termic prin convecție funcție de forma și orientarea suprafeței de contact, de tipul transferului etc. Aceste aspecte complexe cu un rol aparte în proiectarea optimă a echipamentelor electronice depășesc însă cadrul și spațiul acestei lucrări. În plus un mare număr din aspectele acestui fenomen din echipamentele electronice sunt abordate prin metode numerice [6.9], [6.10], [6.13].

Similar fenomenului de conducție se poate defini și în cazul convecției, rezistența termică prin relația:

$$R_{thk} = \frac{l}{\alpha \cdot S} \quad [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (6.4.2)$$

Rezistența termică a unui profil oarecare în convecție forțată este:

$$R_{thkf} = k \cdot R_{thk} \quad (6.4.3)$$

unde  $k$  este un factor de proporționalitate iar  $R_{thk}$  este rezistența termică în convecție naturală. Valoarea factorului de proporționalitate dependent de viteza fluidului este prezentată în Fig. 1.4.1 [6.2].

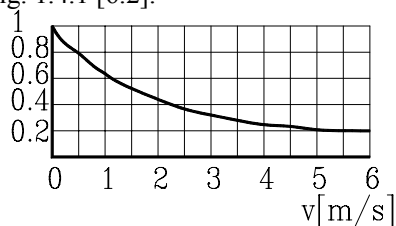


Fig. 1.4.1

Valoarea coeficientului de transmitere a căldurii depinde de viteza de deplasare a fluidului de temperaturile peretelui și a fluidului, de dimensiunile geometrice și forma peretelui, de proprietățile fizice ale fluidului (căldură specifică, conductivitatea termică, densitate, vâscozitate). Valori ale coeficientului de transmitere a căldurii pentru câteva medii sunt prezentate în Tab. 1.4.1.

Tab. 1.4.1

Mediu	$\alpha$ [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ ]	
	Convecție naturală	Convecție forțată
Gaze	2....10	10....100
Ulei	200....300	300....1000
Apă	200....600	1000....3000
Apă la fierbere	500....45000	
Vapori condensati	1000....100000	

Nu există norme internaționale pentru testarea sistemelor de răcire destinate echipamentelor electronice și nici pentru determinarea rezistenței termice. În general fiecare producător de componente electronice are stabilite diagrame și valori

recomandate pentru fiecare produs din gama realizată.

#### 1.4.1. Exemplul 6.8

Se determină creșterea de temperatură a unui cub de latură 100 mm, în care se disipă puterea de 50 W. Transferul de căldură se face prin convecție iar coeficientul de transmitere a căldurii este  $\alpha=10 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

$$\Delta\theta = \frac{50}{10 \cdot 0.01 \cdot 6} = 83.33 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.4.4)$$

### 1.5. Transmisia căldurii prin radiație termică

Transmisia prin radiație termică este un proces de transmisie a căldurii prin transformarea energiei calorice în energie radiantă, unde electromagnetice în principal în domeniul infraroșu) emisă în spațiu.

Potrivit legii lui Stefan Boltzman, puterea radiată este:

$$\Phi = C_r \cdot 10^{-4} \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot S_{12} \text{ [W]} \quad (6.5.1)$$

unde  $C_r$  este coeficientul redus de radiație definit prin relația:

$$C_r = \frac{C_n}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) \cdot \varphi_{12} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) \cdot \varphi_{21}} \text{ [W/(m}^2\text{K}^4\text{)]} \quad (6.5.2)$$

Semnificația notațiilor este următoarea:

- $C_n = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4\text{)}$  este constanta de radiație a corpului negru
- $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  sunt gradele de înnegrire a corpurilor (Tab. 1.5.1)
- $S_{12} = \varphi_{12}S_1 = \varphi_{21}S_2$  este suprafața reciprocă de radiație [ $\text{m}^2$ ];
- $\varphi_{12}, \varphi_{21}$  sunt coeficienți care reprezintă fracțiunea din radiația totală a unui corp care ajunge pe celălalt corp.

Tab. 1.5.1

Denumirea materialului	Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]	Gradul de înnegrire $\varepsilon$
Aluminiu lustruit	200...600	0.04...0.06
Aluminiu oxidat	600	0.11...0.19
Fier lustruit	600	0.2
Fier oxidat	600	0.83
Oțel lustruit	700	0.5
Oțel oxidat	600	0.8
Alamă lustruită	350	0.22
Alamă oxidată	600	0.6
Oțel crom-nichel	600	0.7
Lac alb	95	0.95
Sticlă	-	0.94
Porțelan	-	0.92

În cazuri particulare ale geometriei corpurilor există următoarele valori:

- doi pereți plan-paraleli:

$$S_{12} = S_1 = S_2 \quad ; \quad \varphi_{12} = \varphi_{21} = 1 \quad (6.5.3)$$

- doi pereți cilindrici coaxiali ( $S_1 < S_2$ ):

$$S_{12} = S_1 \quad ; \quad \varphi_{12} = 1 \quad ; \quad \varphi_{21} = \frac{S_1}{S_2} \quad (6.5.4)$$

Gradul de înnegrire depinde de natura și gradul de prelucrare a suprafeței.

Culorile deschise împiedică transmiterea căldurii în timp ce culorile închise o favorizează.

Instalațiile și piesele ce trebuie să disipeze căldura se vor vopsi în culori închise și mate. Este și cazul suprafețelor radiatoarelor pentru componentele electronice care se înnegresc (prin vopsire după o prealabilă eloxare sau anodizare).

### 1.6. Transmisia căldurii prin convecție și radiație

În cele mai multe cazuri din echipamentele electronice transferul de căldură nu are loc într-un singur mod. De regulă convecția și radiația nu pot fi separate. Din acest motiv în practică, pentru calcule puțin pretențioase, se folosesc relațiile:

$$T_1 - T_2 = R_{th} \cdot \Phi \quad (6.6.1)$$

$$R_{th} = \frac{l}{\alpha_{cr} \cdot S} \quad (6.6.2)$$

unde  $\alpha_{cr}$  este coeficientul de transmisie combinată convecție – radiație,  $S$  este aria suprafeței radiante (de regulă aceeași cu suprafața de contact cu fluidul),  $T_1$ ,  $T_2$  sunt temperaturile suprafeței și a fluidului.

Coeficientul de transmisie combinată este greu calculabil dar relativ ușor de măsurat pentru produsele de serie [6.24]. Orientativ se pot admite valorile măsurate în practică pentru convecție liberă în aer și temperaturi sub 100-150 °C:

- pentru conductoare de cupru  $\alpha_{cr} = 9$  (diametrul firului < 30...40 mm) ...16 (diametrul firului  $\leq 2$  mm) W/(m<sup>2</sup>K);
- pentru pachet de tole de transformator, nelustruite:  $\alpha_{cr} = 10...14$  W/(m<sup>2</sup>K);
- pentru bobinaje izolate cu hârtie la exterior:  $\alpha_{cr} = 10...12$  W/(m<sup>2</sup>K);
- pentru plăci de aluminiu lustruit:  $\alpha_{cr} = 6...8$  W/(m<sup>2</sup>K);
- pentru plăci de aluminiu vopsit sau eloxat negru:  $\alpha_{cr} = 9...12$  W/(m<sup>2</sup>K).

## 1.7. Caracteristicile termice ale radiatoarelor

### 1.7.1. Introducere

Un dispozitiv semiconductor sau un circuit integrat este caracterizat de un parametru termic important definit prin temperatura maximă admisă a joncțiunilor. Temperatura atinsă de joncțiune depinde de puterea disipată pe dispozitiv și de posibilitatea de răcire a acestuia. Pentru creșterea valorii puterii disipate maxime este

necesar să se reducă rezistența termică totală. Acest lucru este posibil prin montarea dispozitivului pe un corp metalic denumit *radiator*.

O formă constructivă larg răspândită o constituie radiatoarele realizate ca profile din aluminiu, extrudate, cu nervuri paralele.

Transferul termic de la sursa termică, care este o sursă concentrată pe suprafață, prin radiator către mediul ambiant, are loc prin toate cele modalități analizate anterior: conducție, convecție și radiație.

Poziția normală de funcționare a unui astfel de radiator este cea verticală, în care nervurile formează conducte în forme de U. În cazul în care se modifică poziția radiatorului, eficacitatea radiatorului scade cu 15-20 % [6.4].

Calculul rezistenței termice a radiatorului formează un proces complex pe care nu îl abordăm în prezenta lucrare. În practică prezintă un interes deosebit problema inversă: determinarea diferenței de temperatură corespunzătoare unei anumite puteri disipate sau dimensionarea radiatorului în condițiile unui flux termic și a unei diferențe de temperatură impuse.

### 1.7.2. Caracteristica termică globală a radiatorului

Complexitatea calcului analitic în evaluarea caracteristicilor termice ale radiatorului au condus la determinarea experimentală a rezistenței termice funcție de fluxul termic și caracteristicile geometrice.

Profilele extrudate se realizează la lungimi normalizate, la fel ca și găurile de fixare a componentei și a radiatorului. În acest mod radiatorul se poate utiliza fie pentru montarea unei componente sau a unui circuit. Un ansamblu pentru răcirea unui microprocesor este prezentată în Fig. 1.7.1 (1-microventilator cu servomotor înglobat; 2-radiator extrudat; 3-strat termo-conductiv; 4-carcasa circuitului). Această soluție oferă un bun transfer a căldurii disipate, un montaj ușor a ventilatorului. În plus un arc de presiune integrat în ansamblu, asigură un montaj fix.

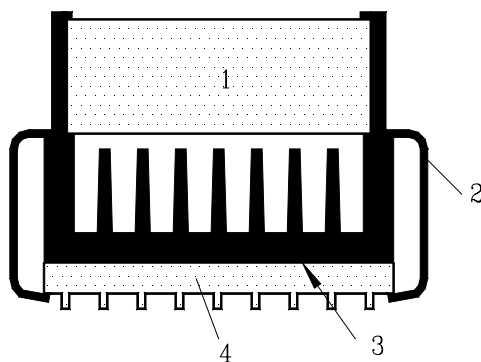


Fig. 1.7.1



Utilizând o documentație grafică adecvată se poate obține însă prin mijloace proprii (de ex.:mașini unelte cu comenzi numerice) și un radiator adecvat pentru un caz dat. În Fig. 1.7.2 sunt prezentate două modalități de indicare a cotelor de legătură pentru indicarea găurilor de prindere.

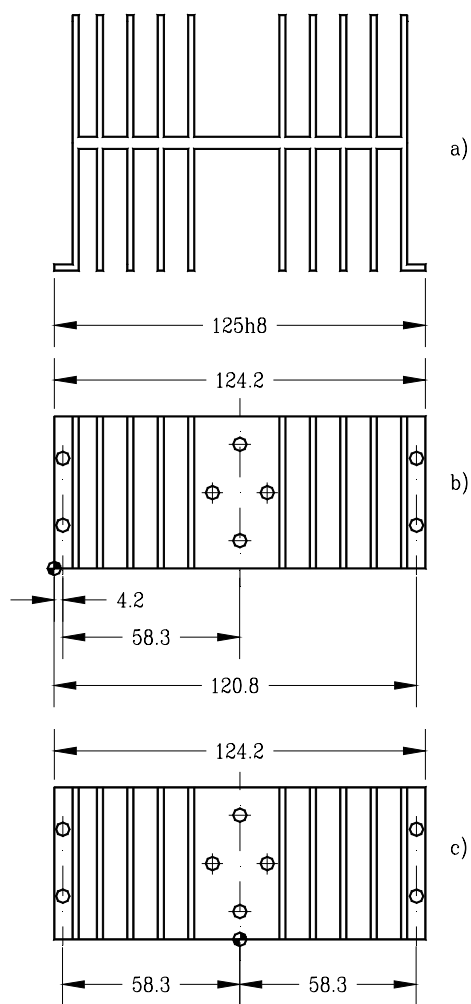


Fig. 1.7.2

În Fig. 1.7.2 a se prezintă o vedere a radiatorului și modul de indicare a cotei

de gabarit tolerată. În Fig. 1.7.2 b se indică modul de cotare admitând punctul de referință într-un colț exterior a piesei. Considerarea punctului de referință în zona mediană este evidențiată în Fig. 1.7.2 c. Pentru asigurarea răcirii componentelor electronice au fost concepute configurații speciale pentru radiatoare, cu o formă adaptată acestora astfel încât eficiența termică să fie maximă [6.2]

### 1.7.2.1. Exemplul 6.9

Un tranzistor de putere disipă o putere de 5 W și este montat pe un radiator cu forma corespunzătoare profilului din Fig. 1.7.3 a. Temperatura mediului ambiant este  $t_0=35^{\circ}\text{C}$  iar temperatura maximă admisă la suprafața radiatorului  $t_1=45^{\circ}\text{C}$ .

Se cere să se determine lungimea profilului astfel încât să se asigure disiparea puterii respective prin convecție.

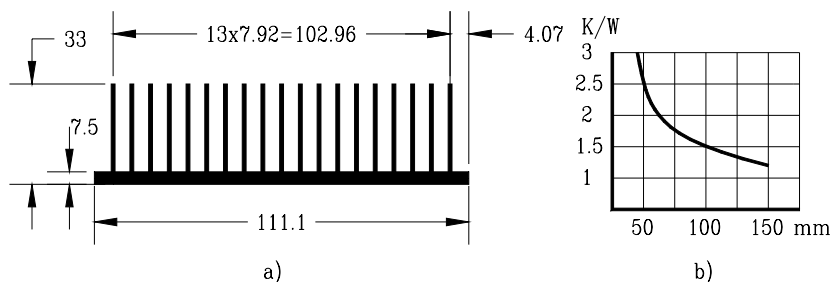


Fig. 1.7.3

Din datele de intrare prezentate se poate determina rezistența termică necesară pentru radiator:

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\Phi} = \frac{10}{5} = 2 \text{ K/W} \quad (6.7.1)$$

Din curba caracteristică corespunzătoare profilului și prezentată în figura 4.21b pentru rezistența calculată, se determină parametrul geometric  $L=65 \text{ mm}$ . Acesta reprezintă chiar lungimea cerută.

## 1.8. Bibliografie

- [6.1] Theil, H., *Termotehnică și mașini termice*, Litografia IPTVT, Timișoara, 1972
- [6.2] \*\*\*, *katalog 1998*, fischer elektornik GmbH & Co KG (Germania)
- [6.3] Nenașev, A.P., Koledob, L.A., *Osnovî konstruirovania mikroelektronnoi apparaturî*, Radio i sviazi, Moskva, 1981
- [6.4] Pascu, A., *Transferul termic în aparatele electronice*, Editura Tehnică, București, 1995

- 
- [6.5] \*\*\*, *Catalog tranzistoare*, IPRS Băneasa, 1977
- [6.6] Ciugudean, M., Mureșan, T., Cârstea, H., Tănase, M., *Electronică aplicată cu circuite integrate analogice. Dimensionare*, Editura de Vest, Timișoara, 1991
- [6.7] John, W. Sofia, *Electrical Thermal Resistance Measurements for Hybrids and Multi-Chip Packages*, Raport Analysis Tech.(email: info@analysistech.com)
- [6.8] Parry, J., Rosten, H., Kromann, G.H., *The Development of Component-level Thermal Compact models of a C4/CBGA Interconnect Technology: The Motorola PowerPC 603<sup>TM</sup> and Power 604<sup>TM</sup> RISC Microprocessors*, Flomerics Group (England) (email:flomerics@flo5.demon.co.uk)
- [6.9] Zhou W.X., Hsiung H. C., Fulton R. E., Yin F. X, *CAD – Based analysis tools for electronic packaging design*, Innovations in CAD/CAE integration in electronic packaging, Kohala, 1997
- [6.10] \*\*\*, *Thermal Network*, <http://www.aplac.hut.fi/manual>
- [6.11] Agonafer, D., Free J. Arnold, *Conjugate model of a pin-fin heat sink using a hybrid conductance and CFD model within an integrated MCAE tool*, <http://www.mayahtt.ca/maya/esc/papers/pinfin>
- [6.12] Free, J. Arnold, Russell, R., Louie, J., *Recent advances in thermal/flow simulation: integrating thermal analysis into the mechanical design process*, <http://www.mayahtt.ca/maya/esc/papers/advance>
- [6.13] \*\*\*, *Thermal analysis system (TAS)*,
- [6.14] Agonafer, D., Free J. Arnold, *Numerical modeling of an entire thermal conduction module using a thermal coupling methodology*, MAYA Heat Transfer Technologies Limited (Canada)
- [6.15] Amon, C. H., *Heat transfer enhancement by flow destabilization in electronic chip configurations*, Journal of Electronic Packaging, march 1992, vol. 114, p.35-40
- [6.16] Amon, C. H., *Concurrent design and analysis of the navigator wearable computer system: the thermal perspective*, IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology –part A., vol. 18, no.3, September 1995, p. 567 – 577
- [6.17] Amon, C. H., *Concurrent thermal designs of PCB's: balancing accuracy with time constraints*, IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, vol. 15, no.5, October 1992, p. 850 – 859
- [6.18] Moffat, R., J., Anderson A.M., *Applying Heat Transfer Coefficient Data to Electronics Cooling*, Trans. of ASME, vol. 112, november 1990, p.882-890
- [6.19] Anderson, A.M., Moffat, R.J., *Direct Air Cooling of Electronic Components: Reducing Component Temperatures by Controlled Thermal Mixing*, Trans. of ASME, vol.113, february 1991, p.56-62
- [6.20] Anderson, A. M., *Decoupling Convective and Conductive Heat Transfer Using the Adiabatic Heat Transfer Coefficient*, Trans. of ASME, vol.116, dec. 1994, p.310-316
- [6.21] Chin, C. Lee, Palisoc, A., L., *Thermal Analysis of Integrated Circuit Devices and Packages*, IEEE Trans. on Comp. Hybrids and Manufacturing Tech., vol.

12, n. 4 decembrie 1989, p.701-709

[6.22] Chin, D.H., Chin, C. L., Rachlin, M., Peake, A., Kole, T., *Thermal Analysis of Packaged GaAs Devices Using Chip Model with Finite Element Method*, Inter. Journal of Microcircuits and Electronic Packaging, vol. 20, n.1, 1997, p.3-11

[6.23] Min, J. Y., Palisoc, A. L., Chin, C.L., *Transient Thermal Study of Semiconductor Devices*, IEEE Trans. on Comp. Hybrids and Manufacturing Tech., vol. 13, n. 4 decembrie 1990, p.980 –988

[6.24] Cehan, V., Coraș, T., *Introducere în tehnologia subansamblelor electronice*, Matrix Rom, București, 1998