

Modélisation du comportement thermique transitoire d'un caloduc : application au refroidissement de l'électronique associée à un alterno-démarrreur

Raymond SONAN OCHO^{1*}, Souad HARMAND¹, Daniel LEGER¹, Michel FAKÈS²

¹Laboratoire de Mécanique Énergétique, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis
Le Mont Houy - 59313 Valenciennes Cedex 9 - France

²Valeo Electrical Systems
2, rue André Bouille 94017 Créteil Cedex – France

*(auteur correspondant : sochray@yahoo.fr)

Résumé – Ce travail concerne l'analyse de la capacité d'un caloduc à évacuer, en régime transitoire court, la chaleur dissipée par les composants électroniques d'un alterno-démarrreur. On propose un modèle numérique du comportement thermique transitoire du caloduc basé sur les bilans des transferts de chaleur et de masse. Les équations identifiées sont résolues par la méthode implicite des différences finies. Les résultats obtenus sont probants et indiquent une nette efficacité du caloduc par rapport à un système classique de refroidissement.

Nomenclature

C_p	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	ρ	densité, $kg.m^{-3}$
dm	débit masse élémentaire, $kg.s^{-1}$	φ	densité de flux, $W.m^{-2}$
dt	intervalle de temps élémentaire, s	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
dx	pas de maillage suivant l'axe x , m	<i>Indices et exposants</i>	
dy	pas de maillage suivant l'axe y , m	a	adiabatique
ep	épaisseur, m	c	condenseur
h	coefficient d'échange convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	e	évaporateur
h_{fg}	chaleur latente de changement d'état, $J.kg^{-1}$	eq	équivalent
L	longueur, m	env	enveloppe
l	largeur, m	ext	extérieur, milieu ambiant
N_x	Nombre de pas de discrétisation suivant x	in	entrant
P	Puissance thermique dissipée, W	l	liquide
t	temps, s	$mè$	mèche (tissu) capillaire
T	température, K	n	nième instant de discrétisation temporelle
v	composante de vitesse selon y , $m.s^{-1}$	s	solide
x	coordonnée suivant la longueur, m	v	vapeur
y	coordonnée suivant l'épaisseur, m	o	initial, référence
<i>Symboles grecs</i>		out	sortant
ε	porosité	δ	voisinage de l'interface liquide/vapeur

1. Introduction

Les transferts de chaleur et de masse dans les caloducs présentent des atouts intéressants pour réaliser un système de refroidissement efficace des équipements électroniques. En effet, compte tenu des densités de puissance très importantes ($>100 W/cm^2$) dissipées en phases de démarrage, ces composants subissent des échauffements excessifs face auxquels la réponse

des systèmes classiques de refroidissement devient insuffisante. Connu pour son efficacité et sa grande capacité de transport, le caloduc est une technologie éprouvée que nous étudions ici pour limiter l'échauffement de ces composants et ainsi accroître leur fiabilité.

Le principe de fonctionnement du caloduc est basé sur le transfert thermique par changement de phase d'un fluide soumis à un cycle thermodynamique [1]. La puissance dissipée par le composant électronique provoque l'évaporation du liquide à l'évaporateur, entraînant l'écoulement de la vapeur vers la zone froide où la vapeur en se condensant libère vers l'extérieur l'énergie transportée (figure 1). Le condensat retourne à l'évaporateur sous l'effet des forces motrices (forces capillaire et volumique) le long du réseau capillaire tapissant la paroi interne du caloduc.

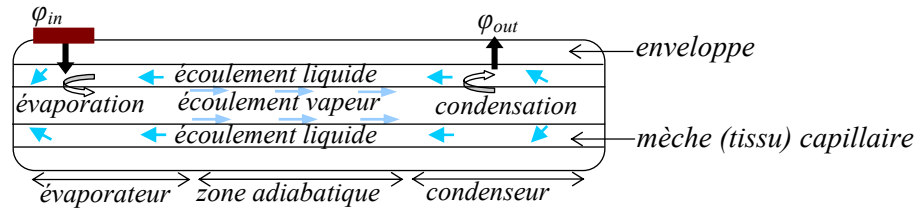


Figure 1 : Principe de fonctionnement d'un caloduc

La modélisation complète du caloduc passe par la caractérisation des transferts thermiques dans l'enveloppe et une connaissance précise des mécanismes de transferts thermiques et de masse dans les différentes phases. Dans la littérature, la plupart des travaux proposent un couplage des trois phases enveloppe, liquide et vapeur en résolvant les équations de conservation de masse, moment et énergie correspondant à chaque région [2, 3]. Ces formulations semblent plus descriptives des phénomènes mais elles ont l'inconvénient d'être complexes et coûteuses en temps et moyen de calcul. De plus l'analyse de régimes transitoires courts n'est pas abordée.

Dans ce travail nous proposons, à partir de bilans thermiques dans l'enveloppe et la mèche, un modèle thermique simple pour analyser les performances thermiques d'un caloduc soumis à la charge d'un composant électronique en phase de démarrage d'un alterno-démarrreur.

2. Géométrie et formulation mathématique

Le modèle proposé suppose une géométrie cartésienne et bidimensionnelle du caloduc (figure 2). Le domaine d'étude est limité aux deux couches supérieures (enveloppe et mèche) du caloduc dans lesquelles on déterminera le champ de température et plus précisément la température pariétale du caloduc.

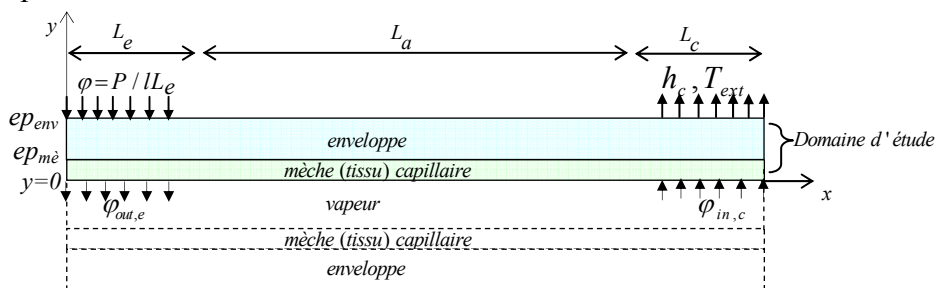


Figure 2 : Configuration géométrique étudiée

La chaleur dissipée par le composant sur la paroi du caloduc est simulée par celle d'une source répartie uniformément sur toute la longueur de l'évaporateur. Au condenseur les échanges convectifs entre la paroi du caloduc et l'extérieur sont déterminés par la donnée du

coefficient d'échange h_c et de la température T_{ext} . Dans la zone adiabatique, on suppose négligeables les échanges de chaleur entre la paroi du caloduc et l'extérieur.

La modélisation se fonde sur la caractérisation des transferts thermiques par conduction dans les couches supérieures enveloppe et mèche. Dans la mèche on néglige le transfert de chaleur par convection par rapport à la conduction. La formulation mathématique est traduite par l'équation de la chaleur dans le référentiel (x, y) :

$$(\rho C_p)_{eq} \frac{\partial T}{\partial t} - \lambda_{eq} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] = 0 \quad (1)$$

avec $(\rho C_p)_{eq}$ et λ_{eq} les propriétés thermophysiques équivalentes :

$$(\rho C_p)_{eq} = (\rho C_p)_s, \lambda_{eq} = \lambda_s \quad \text{dans l'enveloppe}$$

$$(\rho C_p)_{eq} = (\rho C_p)_{eq,mèche} = (1 - \varepsilon)(\rho C_p)_s + \varepsilon(\rho C_p)_l, \lambda_{eq} = \lambda_{eq,mèche} \quad \text{dans la mèche}$$

$\lambda_{eq,mèche}$ est la conductivité thermique équivalente de la mèche saturée par le fluide, elle dépend du type de mèche et de sa porosité. Pour une mèche en poudre métallique, nous utilisons la formule de Sobhan et al. [4] : $\lambda_{eq,mèche} = \lambda_l \frac{\beta - (1 - \varepsilon)}{\beta + (1 - \varepsilon)}$, où $\beta = \frac{1 + \lambda_s/\lambda_l}{1 - \lambda_s/\lambda_l}$

Les conditions aux limites associées sont :

- à la paroi externe du caloduc ($y = ep_{env} + ep_{mèche}$) : évaporateur $-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y = \varphi$, adiabatique

$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y = 0$, condenseur $-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y = h_c (T - T_{ext})$

- à la paroi enveloppe/mèche ($y = ep_{mèche}$), on a la continuité des températures

- aux extrémités gauche ($x=0$) et droite ($x=L_e+L_a+L_c=L$) : $-\lambda_{eq} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_x = 0$

- à l'interface liquide/vapeur ($y=0$) : évaporateur $-\lambda_{eq,mèche} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y = \varphi_{out,e}$, adiabatique

$-\lambda_{eq,mèche} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y = h_a (T_\delta - T_v)$, condenseur $-\lambda_{eq,mèche} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y = \varphi_{in,c}$

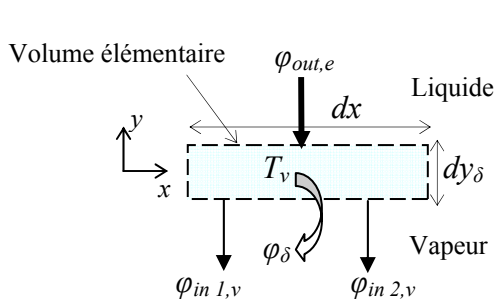
avec $\varphi_{out,e}$ et $\varphi_{in,c}$ les densités de flux résultant respectivement de l'évaporation et de la condensation des masses élémentaires de liquide ($dm_e \times dt$) et ($dm_c \times dt$) dans l'intervalle de temps $[t, t+dt]$.

T_δ est la température du condensat au voisinage de l'interface. On suppose que : $T_\delta \approx T_v$.

Les conditions aux limites relatives à l'interface liquide/vapeur sont problématiques puisque les densités de flux $\varphi_{out,e}$ et $\varphi_{in,c}$ ne sont pas connues, ce qui révèle la nature indéterminée du problème. Pour cela, nous établissons une relation supplémentaire comme utilisée dans Watel [5]. On suppose que les changements de phase, évaporation et condensation, ont lieu seulement à l'interface liquide/vapeur matérialisé par la droite $y=0$. Le bilan de flux et de masse résultant du changement de phase côté évaporateur, dans un volume élémentaire au voisinage de l'interface liquide/vapeur, s'établit comme suit au schéma 1. On adopte la relation de Faghri [2] basée sur l'équilibre thermodynamique du volume élémentaire. L'expression du débit dm_e en fonction de la température d'interface T_δ et du gradient de température proche de l'interface liquide/vapeur s'écrit :

$$dm_e = ldx \frac{-\lambda_{eq,m\grave{e}} \frac{\partial T_l}{\partial y} \Big|_{y=0, x \leq L_e} + \lambda_v \frac{\partial T_v}{\partial y} \Big|_{y=0, x \leq L_e}}{h_{fg} - (Cp_l - Cp_v) T_\delta} \approx - \frac{ldx \lambda_{eq,m\grave{e}}}{dy_\delta} \frac{T \Big|_{y=0, x \leq L_e} - T_\delta}{h_{fg} - (Cp_l - Cp_v) T_\delta} \quad (2)$$

On admet que la température T_δ est uniforme, approximation justifiée selon cet auteur.



$$\varphi_\delta = \varphi_{out,e} - (\varphi_{in,1,v} + \varphi_{in,2,v})$$

$$\varphi_\delta = \frac{dm_e h_{fg}}{ldx}, \quad dm_e = ldx \rho_l v_{l,\delta} = ldx \rho_v v_{v,\delta}$$

$$\varphi_{out,e} = -\lambda_{eq,m\grave{e}} \frac{\partial T_l}{\partial y} \Big|_{y_\delta} + \rho_l v_{l,\delta} Cp_l T_\delta$$

$$\varphi_{in,1,v} = -\lambda_v \frac{\partial T_v}{\partial y} \Big|_{y_\delta}, \quad \varphi_{in,2,v} = \rho_v v_{v,\delta} Cp_v T_\delta$$

Schéma 1 : Établissement du bilan thermique dans un volume élémentaire de condensat proche de l'interface liquide/vapeur, côté évaporateur selon Faghri [2]

De façon analogue, on établit l'expression du débit de condensation dm_c , côté condenseur :

$$dm_c = ldx \frac{-\lambda_{eq,m\grave{e}} \frac{\partial T_l}{\partial y} \Big|_{y=0, L_e+L_a \leq x \leq L} + \lambda_v \frac{\partial T_v}{\partial y} \Big|_{y=0, L_e+L_a \leq x \leq L}}{h_{fg} - (Cp_l - Cp_v) T_\delta} \approx - \frac{ldx \lambda_{eq,m\grave{e}}}{dy_\delta} \frac{T \Big|_{y=0, L_e+L_a \leq x \leq L} - T_\delta}{h_{fg} - (Cp_l - Cp_v) T_\delta} \quad (3)$$

Les densités de flux $\varphi_{out,e}$ et $\varphi_{in,c}$ s'expriment alors respectivement en fonction de dm_e et dm_c :

$$\varphi_{out,e} = dm_e \frac{h_{fg} + Cp_v T_\delta}{ldx}, \quad \varphi_{in,c} = dm_c \frac{h_{fg} + Cp_v T_\delta}{ldx} \quad (4)$$

A tout instant la conservation de masse du fluide côté évaporateur et condenseur doit être assurée, soit la condition de fermeture : $\int_{\text{evaporateur}} dm_e + \int_{\text{condenseur}} dm_c = 0$ (5)

La température de vapeur T_δ est alors déterminée par l'équation (6), en intégrant les expressions des débits dm_e et dm_c dans l'équation (5) :

$$\int_0^{L_e} \left(\frac{\lambda_{eq,m\grave{e}}}{dy_\delta} \frac{T \Big|_{y=0, x \leq L_e} - T_\delta}{h_{fg} - (Cp_l - Cp_v) T_\delta} \right) dx + \int_{L_e+L_a}^L \left(\frac{\lambda_{eq,m\grave{e}}}{dy_\delta} \frac{T \Big|_{y=0, L_e+L_a \leq x \leq L} - T_\delta}{h_{fg} - (Cp_l - Cp_v) T_\delta} \right) dx = 0 \quad (6)$$

Les conditions initiales du problème sont celles à l'instant t_0 du démarrage, à savoir : $T(x, y, t_0) = T_{ext}$, $dm_e(x, t_0) = dm_c(x, t_0) = 0$

3. Méthode de résolution et résultats

Nous utilisons la méthode numérique des différences finies avec un schéma implicite pour résoudre ces équations. Car ce schéma numérique est inconditionnellement stable. La détermination de la distribution de température dans le domaine d'étude à tout instant t du démarrage suit les étapes suivantes :

- étape 1 : calcul du champ de température T^{n+1} à l'instant $t+dt$ à partir du champ de température T^n et des densités de flux $\varphi_{out,e}$ et $\varphi_{in,c}$ à l'instant t (équation 1),
- étape 2 : détermination de la température de vapeur T_δ à l'instant t (équation 6),
- étape 3 : calcul des débits dm_e et dm_c à l'instant t (équation 2 et 3),
- étape 4 : détermination des flux $\varphi_{out,e}$ et $\varphi_{in,c}$ à l'instant t (équation 4).

Ce procédé permet ainsi de déterminer la distribution de température dans la mèche et l'enveloppe jusqu'à l'instant final du démarrage en assurant la conservation des masses de fluide évaporée et condensée.

Nous présentons les résultats numériques dans le cas d'un composant électronique, dissipant deux crèneaux de puissance : 40 W ($\varphi=114,3$ W/cm²) et 65 W ($\varphi=185,7$ W/cm²). La température du composant est déterminée par la température maximale pariétale du caloduc. Le coefficient d'échange au condenseur hc vaut 10 W.m⁻².K⁻¹. On considère un cycle de démarrage de 250 ms à 25°C de température ambiante. Les valeurs des propriétés thermophysiques des matériaux sont présentées au tableau 1. Les dimensions du caloduc sont : $L_e=5$ mm, $L_a=5$ mm, $L_c=25$ mm, $ep_{env}=1$ mm, $ep_{mè}=0,4$ mm. La figure 3 présente l'évolution temporelle de la température du composant pour deux systèmes de refroidissement, à savoir le caloduc et le dissipateur (barreau plein de dimension équivalente).

En fin de démarrage, lorsque la puissance est de 40 W, le composant s'échauffe dans le cas du caloduc de 48°C et de 58°C avec le dissipateur, soit un gain de 10°C. Plus la puissance est importante, plus l'écart des performances est marqué, puisqu'à 65 W, le caloduc fait passer l'échauffement de 94°C à 78°C, soit une baisse de 16°C. Ces résultats montrent l'efficacité du caloduc par rapport au dissipateur puisque le gain en température est d'au moins 10°C, ce qui en refroidissement électronique est significatif.

Les transferts de masse par évaporation/condensation (effet caloduc) ont lieu seulement à partir de 22,8 ms, comme en témoigne l'évolution temporelle des débits dm_e et dm_c sur la figure 4. Ce temps est proche du temps caractéristique $\tau=25,7$ ms de conduction dans les deux couches enveloppe et mèche calculé par la formule suivante :

$$\tau = \frac{e_{eq}^2}{a_{eq}}, \text{ avec } e_{eq} = ep_{env} + ep_{mè}, a_{eq} = \frac{\lambda_{eq}}{(\rho Cp)_{eq}}, (\rho Cp)_{eq} = (\rho Cp)_{env} + (\rho Cp)_{eq,mè}, \frac{e_{eq}}{\lambda_{eq}} = \frac{ep_{env}}{\lambda_{env}} + \frac{ep_{mè}}{\lambda_{eq,mè}}$$

4. Conclusion

La caractérisation des transferts de chaleur par conduction et des transferts de masse par évaporation/condensation, nous a permis d'élaborer un modèle simple permettant d'analyser le comportement thermique d'un caloduc utilisé pour refroidir un composant électronique en phase de démarrage d'un alterno-démarrreur. Les équations des bilans thermiques et massiques ont été résolues par la méthode des différences finies. Une simulation comparée du refroidissement par caloduc et par un dissipateur équivalent a été réalisée. Les résultats montrent une nette efficacité du caloduc avec un gain en température de plus de 10°C. Une étude expérimentale en cours devra permettre de valider ces résultats.

Références

- [1] R. Jacolot, C. Romestant, Y. Bertin, V. Ayel, G. Burban, A. Alexandre, C. Fuentes, J. Hugon, Transferts thermiques en caloduc rainuré : visualisation et analyse expérimentale du comportement du fluide, *Congrès Français de thermique*, SFT 2006, Tome 1, 15-20.
- [2] A. Faghri, Heat pipe Science and Technology, *Mechanical Engineering*, Taylor & Francis Group, 1995.

- [3] M.M. Chen, A. Faghri, An analysis of the vapour flow and the heat conduction through the liquid-wick and pipe wall in a heat pipe with single or multiple heat sources, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33, 9 (1990) 1945-1955.
- [4] C. B. Sobhan, S. V. Garimella, V. V. Unnikrishnan, A Computational Model for the Transient Analysis of Flat Heat Pipes, *Proc. Inter Society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems - ITherm 2000*, Las Vegas, (May 23-26, 2000), 106-113.
- [5] B. Watel, S. Harmand, B. Desmet, *Étude de faisabilité d'un disque de frein équipé d'un caloduc*, *Entropie* 187 (1994), 25-37.

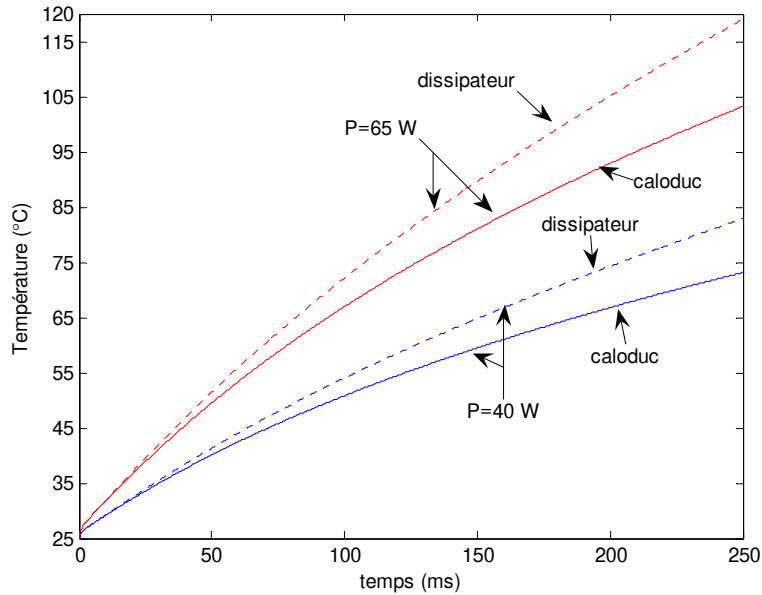


Figure 3 : Comparaison des températures du composant entre le caloduc et le dissipateur

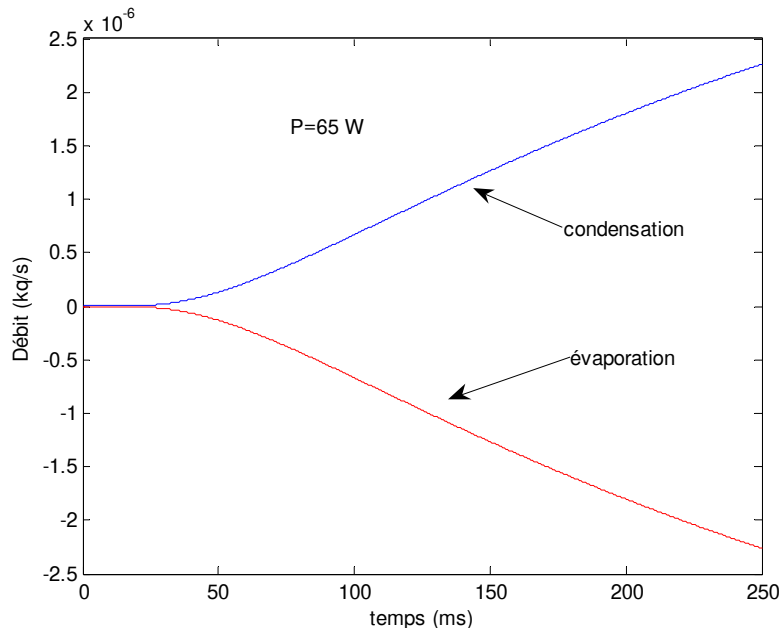


Figure 4 : Débit d'évaporation et de condensation au cours du cycle démarrage

Enveloppe (cuivre)	Liquide (eau)	Mèche (poudre de cuivre)
$\lambda_s=387,6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\lambda_l=0,6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}, \rho_l=998,3 \text{ kg.m}^{-3}$	$\varepsilon=0,5$
$\rho_s=8978 \text{ kg.m}^{-3}$	$Cp_l=4180,2 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\lambda_{eq,mèche}=1,8 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$Cp_s=381 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$Cp_v=1878,3 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}, h_{fg}=2442,2 \text{ kJ.kg}^{-1}$	$(\rho Cp)_{eq,mèche}=3,8 \times 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$

Tableau 1 : Propriétés thermophysiques utilisées dans le modèle