

## REFROIDISSEMENT PAR CONVECTION NATURELLE DES COMPOSANTS ÉLECTRONIQUES MONTÉS SUR UNE PAROI VERTICALE

Karim LAHMER, Rachid BESSAÏH

Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution,  
Université Mentouri Constantine - Algérie

Reçu le 09 Octobre 2009 – Accepté le 09 Février 2011

### Résumé

La recherche numérique ci-après contribue à cerner le phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle laminaire dans un domaine vertical, bidimensionnel, ouvert à l'atmosphère et contenant deux composants électroniques assimilés à des sources de chaleur montées sur une paroi verticale adiabatique; ces dernières sont soumises à un refroidissement par air dont les paramètres géométriques et physiques varient. La méthode des volumes finis a été utilisée afin de discrétiser les équations de l'écoulement en convection naturelle en régime stationnaire ainsi que l'algorithme SIMPLER pour les résoudre. Les résultats obtenus montrent que pour un nombre de  $Pr = 0.71$  et en faisant varier les maillages, le nombre de Grashof, l'espace entre les composants et la distance à la sortie supérieure du domaine, il se crée une incidence considérable sur le nombre de Nusselt au niveau des sources, engendrant par conséquent une grande influence sur le transfert de chaleur à l'intérieur du domaine d'étude.

**Mots clés :** Convection naturelle, plaque verticale, refroidissement des composants électroniques, simulation numérique.

### Abstract

In this article we determine the effects of some parameters like Grashof number (Gr), the distance (S) between the heat sources and the outlet distance (Le). The purpose is an optimal management of the heat flux by laminar free convection in a vertical open 2D domain, containing two heated electronic components. The results show that a regular and uniform heat sources distribution in the inlet is very important in order to take advantage from the starting boundary layer. The impact of parameters on the heat dissipation, characterized by the Nusselt number, has a different importance. For a Prandtl number  $Pr = 0.71$ , the (Gr) increases the heat exchange that is reflected by a growing Nusselt number, and also participates to the formation of recirculation zones. The total Nusselt number Nu is increased when (Gr) is multiplied by  $10^2$ . With regards to the distance (S) between the heat sources, the results show that Nu increases about 7% if the distance (S) doubles, and becomes approximately 17.8% when (S) quadruples. At the end, the heat transfer increases when increasing the distance (Le) of the channel exit length, mainly on the second component. The Total Nusselt number increases by 1.6% when (Le) increases by about 67%.

**Key words:** Natural convection, boundary layer, cooled electronic components, numerical simulation

نقدم في هذا الملخص دراسة عددية للانتقال الحراري عن طريق التحمل الطبيعي داخل وسط عمودي مفتوح ذو بعدين يحتوي على مكونين إلكترونيين مثبتتين على صفيحة عمودية تتبع مناهج درجة حرارتها . في هذه ادراسة نحدد تأثير بعض المعطيات مثل عدد جراشوف (GR) (S) بين مصادر الحرارة (Le). الهدف هو التحكم و الإدارة المثلى في تدفق الحرارة عن طريق الحمل الحراري الحر (2D) عمودي مفتوح يحتوي على مكونين إلكترونيين مسخنين. وتظهر النتائج أن توزيع مصادر الحرارة العادية الموحدة في المدخل بأنه جد مهم للاستفادة من سطح الطبقة الحدودية. فتأثير المعطيات ( ) في تبديد الحرارة بعدد نسلت له أهمية . ويرتفع إجمالي (Nu) لما يتم مضاعفة (Gr)  $10^2$ . أما فيما يتعلق بالمسافة (S) بين مصادر الحرارة ، فالنتائج تشير Nu يرتفع بحوالي 7% (S) تتضاعف كما تصبح مايقارب 17.8% (S) 4 كما يرتفع إجمالي في نهاية المطاف، فإن انتقال الحرارة يزيد عند زيادة المسد (Le) 1.6% (Le) يزيد بنحو 67%.

**الكلمات المفتاحية:** التحمل الطبيعي ، صفيحة عمودية ، مكونين إلكترونيين مثبتتين،



Le but de notre étude a des applications dans le refroidissement des équipements électroniques, la fabrication des films fins, la décomposition des vapeurs chimiques et autres. Cela dit, la compréhension des caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur joue un rôle primordial dans la gestion des flux thermiques et le design.

Selon la revue scientifique américaine (YEH'S REVIEW - 2002), une étude de l'U.S. Air force a indiqué que plus de 52% des défauts des systèmes électroniques sont étroitement liés à la hausse incontrôlée des températures, c'est pourquoi de nombreuses études aussi bien numériques qu'expérimentales ont été réalisées afin de remédier à ce problème. Behnia et Dehghan [1] ont étudié numériquement le refroidissement par convection naturelle de deux configurations de sources de chaleur immergées dans des séries parallèles de cavités qui interagissent et qui contiennent du FC-72 (Liquide de refroidissement). Wang, Penot et Sauliner [2] ont effectué une étude sur le refroidissement de cinq circuits intégrés montés sur une plaque verticale, adiabatique, en faisant varier leurs dimensions. Da Silva, Lorenzini et Bejan [3] ont travaillé sur une plaque plane verticale sur laquelle des sources de chaleur ont été réparties selon deux types de géométries, l'une contenait des sources de chaleur avec des dimensions fixes ainsi qu'un flux de chaleur constant, quant à la seconde configuration, elle contenait une seule source de chaleur avec des dimensions variables et un flux de chaleur constant. Icoz et Jaluria [4] ont effectué une simulation de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert contenant deux sources de chaleurs identiques. Ils ont étudié en détail le comportement du transfert de chaleur ainsi que l'itinéraire des particules de l'air. Banarjee, Mukhopadhyay, Sen et Ganguly [5] ont étudié le refroidissement passif par convection naturelle de deux semi-conducteurs (sources de chaleur) disposés horizontalement sur la surface inférieure d'une enceinte carrée, dont les parois sont isolées thermiquement. Les résultats découlent des variations des longueurs dimensionnelles liées au domaine d'étude ainsi qu'aux sources elles mêmes. Ils ont conclu qu'il existe une longueur spécifique des composants qui produit une température constante maximale correspondante.

L'objectif de ce travail réside dans le fait de déterminer les effets de certains paramètres en vue d'une amélioration de la dissipation de la chaleur nuisible au bon fonctionnement d'un montage vertical des composants électroniques. En effet, nous devrions respecter l'évolution de plusieurs paramètres afin d'assurer un refroidissement optimal sans aération forcée (ventilation) des sources de chaleur.

Nous avons commencé par l'effet du nombre de Grashof (Gr), soit l'effet des forces de gravité par rapport à celles de la viscosité sur le comportement du fluide et de l'évacuation de la chaleur, puis, l'effet de la distance géométrique (S) entre les composants et enfin l'effet de la distance (Le) en aval du second composant. Tout cela, dans un souci de concevoir un montage qui répond au mieux à nos attentes en matière de dissipation optimale de la chaleur.

## 1. MODELE MATHEMATIQUE

La géométrie du phénomène considéré est représentée sur la figure 1, elle met en évidence deux composants électroniques (sources de chaleur) identiques maintenus à température constante maximale  $T_S$  et montés sur une paroi verticale adiabatique. Les composants sont d'une hauteur et d'une épaisseur égale ( $L_s$ ), l'espace entre eux est ( $S$ ). Le domaine étudié a une longueur selon la direction des abscisses de ( $L_x$ ) et selon la direction des ordonnées ( $L_y$ ).

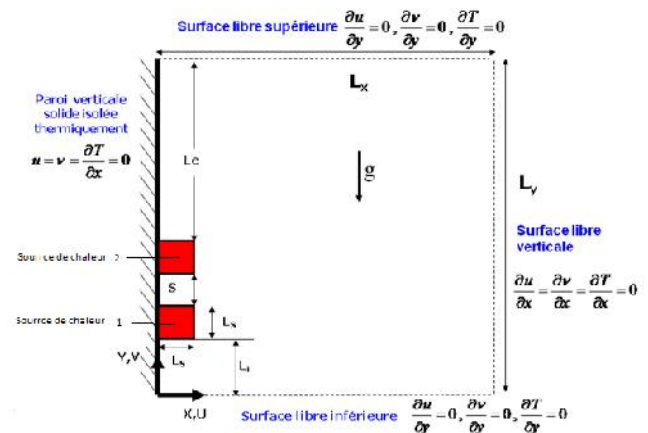


Figure 1 : Aspect de la géométrie étudiée et des conditions aux limites

La distance entre la surface inférieure libre et le premier composant est ( $L_i$ ) et entre le second composant et la surface libre supérieure est ( $L_e$ ). L'air pénètre à travers la surface transversale inférieure, ainsi qu'à travers la surface longitudinale droite et s'évacue par la surface horizontale supérieure.

### 2.1. Formulation Mathématique

Nos hypothèses sont : un domaine ouvert, le fluide de refroidissement est Newtonien, le milieu est continu, l'écoulement est bidimensionnel et incompressible, le régime est laminaire, la dissipation visqueuse est négligeable, la génération de chaleur volumétrique est nulle et l'approximation de Boussinesq est valide partout ( $\rho = \rho_0$ ) et  $\dots = \dots_0 [1 - S(T - T_0)]$  au niveau du terme de la gravité (dans notre cas, ça sera suivant la direction « y »), où :

$$S = -\frac{1}{\dots} \left( \frac{\dots - \dots_0}{T - T_0} \right).$$

Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques sont supposées constantes ( $C_p, \mu, Pr$  et  $k$ ).

Les équations adimensionnelles qui gouvernent notre phénomène sont :

Equation de Continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

Equation de quantité de mouvement suivant X :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial(UU)}{\partial X} + \frac{\partial(VU)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left[ \epsilon \frac{\partial U}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[ \epsilon \frac{\partial U}{\partial Y} \right] \right\} \quad (2)$$

Equation de quantité de mouvement suivant Y

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(VV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left[ \epsilon \frac{\partial V}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[ \epsilon \frac{\partial V}{\partial Y} \right] \right\} + Gr Pr^2 \dots \quad (3)$$

Equation de l'énergie

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial(U\theta)}{\partial X} + \frac{\partial(V\theta)}{\partial Y} = \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left[ k \frac{\partial \theta}{\partial X} \right] + \frac{\partial}{\partial Y} \left[ k \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right] \right\} \quad (4)$$

**2.2 Conditions initiales et aux limites**

Comme conditions initiales nous avons pris à  $\tau = 0$ ,  $U = V = \theta = 0$ . Quant aux conditions aux limites elles sont sous forme adimensionnelle, pour  $\tau > 0$ , comme suit :

$X = 0$  à la paroi solide verticale,  $U = V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$

$X=L_x/L_s$  à la surface verticale libre,  $\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$

$Y = 0$  à la surface inférieure libre,  $\frac{\partial U}{\partial Y} = 0, \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$

$Y = L_y/L_s$  à la surface supérieure libre,  $\frac{\partial U}{\partial Y} = 0, \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$

**2. METHODE NUMERIQUE**

La méthode des volumes finis (figure 2) a été utilisée pour discrétiser les équations différentielles bidimensionnelles du modèle mathématique. Les quantités scalaires sont mémorisées aux centres des volumes de contrôle, alors que les composantes verticales et horizontales des vitesses (U et V) sont localisées sur les surfaces.

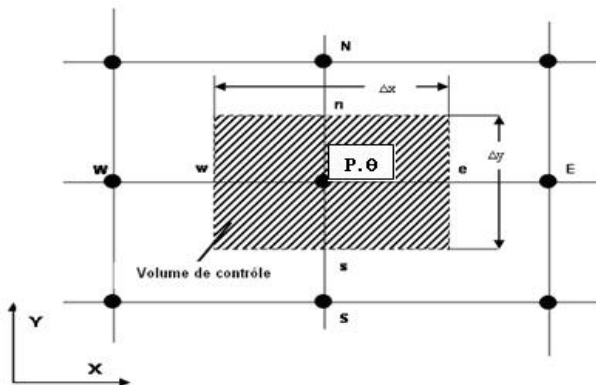


Figure 2 : Volume de contrôle en situation bidimensionnelle

L'algorithme SIMPLER décrit par Patankar<sup>[6]</sup> a été utilisé pour remédier au couplage pression - vitesse. Les équations discrétisées ont été résolues itérativement dans chaque direction le long des axes en utilisant l'algorithme TDMA. Enfin, la performance du code numérique a été validée par comparaison avec les résultats disponibles dans la littérature [2].

**2.1. Choix du maillage**

L'influence du maillage sur la solution numérique a été passée en revue antérieurement aux calculs numériques qui font varier les différents paramètres.

En prenant en compte un écoulement en convection naturelle, dans lequel dans chaque maillage, le nombre de Prandtl est égale à  $Pr = 0.71$ , un nombre de Grashof égale à  $Gr = 10^4$ .

En vue d'obtenir les valeurs du Nusselt local (figure 3) sur chaque surface des composants, des vitesses maximales  $U_{max}$  et  $V_{max}$ , ainsi que les fonctions de courant  $FC_{max}$  et  $FC_{min}$ , ajouté à cela les valeurs enregistrées dans le tableau 1, l'évolution de la vitesse longitudinale V est trouvée en fonction de X, de la température adimensionnelle  $\theta$ , elle est aussi évaluée en fonction de X, des isothermes, pour les quatre maillages.

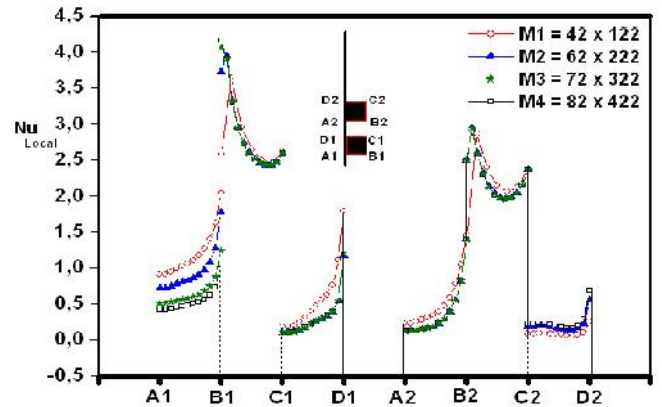


Figure 3 : Evolution par maillage du taux d'extraction de la chaleur sur les surfaces des composants électroniques

Tableau 1 : Effet du maillage sur la solution numérique

Maillages	M1 = (42 x 122) noeuds	M2 = (62 x 222) noeuds	M3 = (72 x 322) noeuds	M4 = (82 x 422) noeuds
Nu <sub>moy</sub>	8.158019	7.225465	6.892526	6.772295
U <sub>max</sub>	40.908250	50.349778	50.412120	50.455620
V <sub>max</sub>	102.820200	101.620200	101.222600	101.008000
FC <sub>max</sub>	3.253239	2.952359	2.838153	2.773106
FC <sub>min</sub>	- 74.308580	- 71.421710	- 69.520810	- 68.958690

Les résultats obtenus par cette simulation ont été extrêmement proches, ainsi, comme le temps d'exécution du maillage M4 = 82 x 422 noeuds est le plus long, et puisque l'erreur est moindre entre les maillages M3 et M4 par rapport aux autres maillages, notre choix de maillage s'est focalisé sur le maillage M3 = 72 x 322 noeuds.

**3. RESULTATS ET DISCUSSION**

**3.1. Effets du nombre de Grashofs (Gr)**

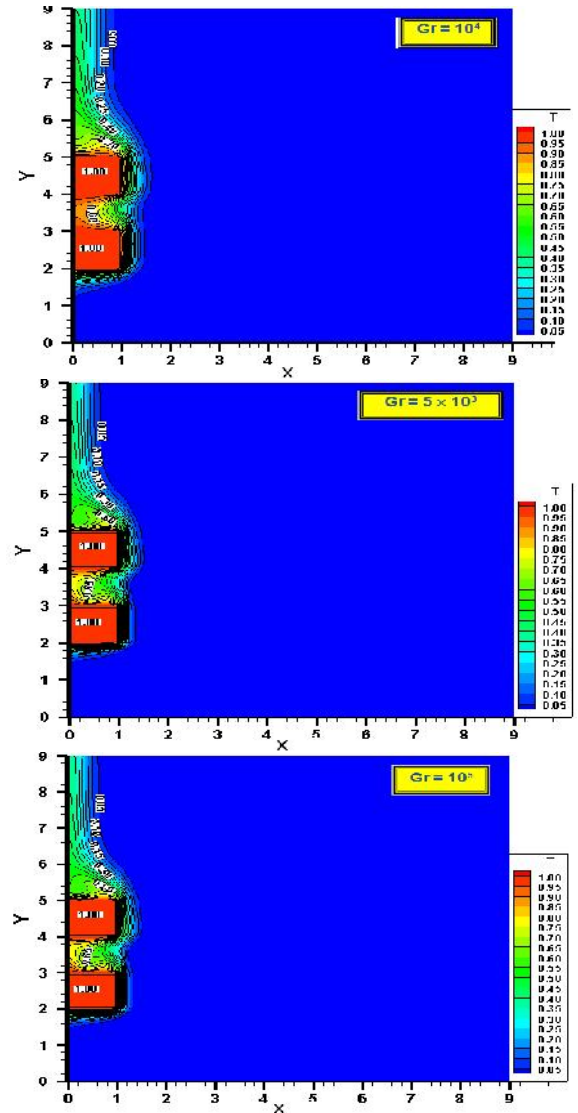
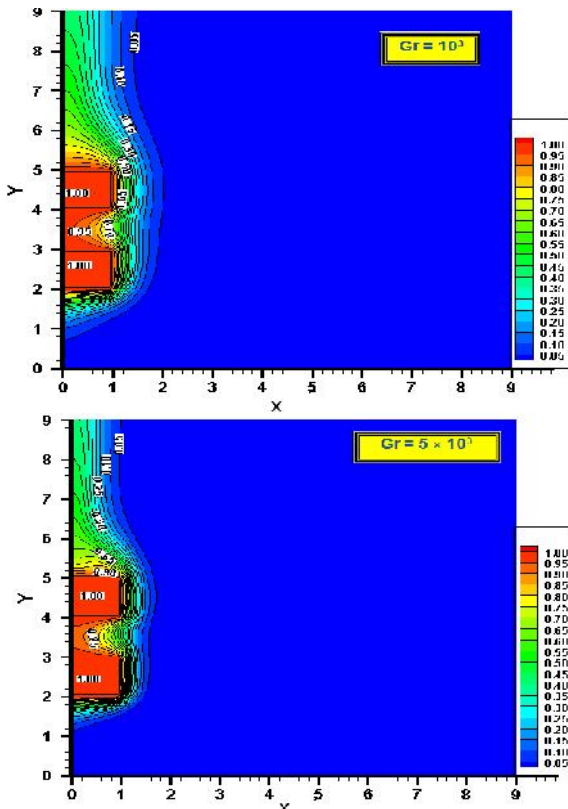
Pour mettre en évidence l'influence de la variation du nombre de Grashof sur la nature de l'écoulement en convection naturelle d'une part et mieux analyser les échanges de chaleur d'autre part, nous l'avons fait varier tel que :  $Gr = 10^3, 5 \times 10^3, 10^4, 5 \times 10^4$  et  $10^5$ .

Les données géométriques prises pour cette étude sont :  $S = L_s$ ,  $L_e = 4 \times L_s$ ,  $L_i = 2 \times L_s$ . Les résultats obtenus (Tableau 2) nous font observer une augmentation de tous les paramètres physiques au fur et à mesure que l'on augmente le nombre de Grashof.

**Tableau 2 :** Récapitulatif des résultats numériques de l'effet du nombre de Grashof « Gr » à  $Pr = 0,71$  ;  $S = L_s$  et  $L_e = 4 \times L_s$

Gr	$10^3$	$5 \times 10^3$	$10^4$	$5 \times 10^4$	$10^5$
$Nu_{moy}$	3.905935	5.780213	6.892526	10.319930	12.162000
$Nu_{s1}$	2.241715	3.293573	3.904479	5.722077	6.701376
$Nu_{s2}$	1.664220	2.486640	2.988047	4.597849	5.460626
$U_{max}$	9.990535	31.120490	50.412120	127.1917	180.0359
$V_{max}$	33.321290	72.281160	101.222600	223.0933	302.4189
$FC_{max}$	0.2782744	1.420505	2.838153	10.150160	15.702570
$FC_{min}$	-36.475040	-56.449590	-69.520810	-111.05670	-135.5569

En observant les champs de températures, (figure 4) nous distinguons des contours d'isothermes empilées et étroitement distancées les unes par rapport aux autres au niveau des composants, montrant ainsi un échange de chaleur considérable par rapport aux autres régions du domaine. En effet, la température est maximale sur les sources, puis, régresse en s'éloignant progressivement de celles-ci.

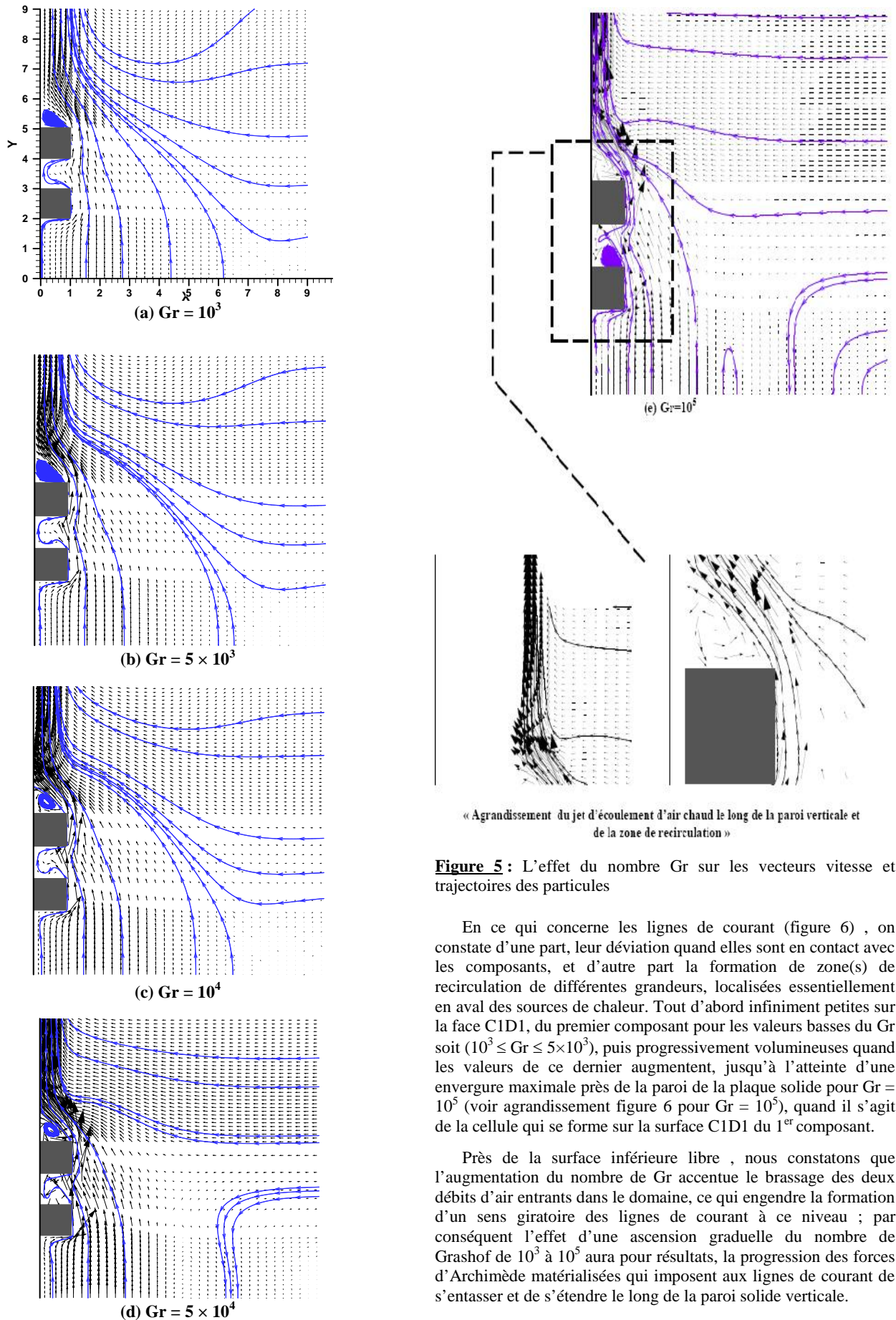


**Figure 4 :** L'effet du nombre de Gr sur les courbes des isothermes

L'effet du nombre de Grashof est capital à cause de la distorsion des isothermes, notamment, sur les faces des composants qui sont perpendiculaires à la paroi de la plaque solide (C1D1 et C2D2) dénotant ainsi la présence de zones de recirculation. L'augmentation progressive du nombre de Grashof accentue la dissipation de la chaleur, particulièrement distincte dans l'espace entre les composants et en aval du second composant, ceci est vérifiable par la baisse notable de la température dans ces deux régions, chose qui favorise l'enlèvement de la chaleur. La création des zones de recirculation en aval des composants engendre une importante variation du champ thermique et privilégie un transfert de chaleur optimum.

Les résultats sur les champs des vecteurs de vitesses (Figure 5/a-b-c-d-e), montrent leur profils quand ils évoluent dans le domaine d'étude, ces derniers mettent en évidence des zones de recirculation en aval de chaque composant électrique, ainsi que la formation d'autres zones dédiées quant à elles, au mélange des débits entrants par la surface libre inférieure d'une part et par la surface vertical libre d'autre part, et ce, à partir de  $Gr = 5 \times 10^4$ .





**Figure 5 :** L'effet du nombre Gr sur les vecteurs vitesse et trajectoires des particules

En ce qui concerne les lignes de courant (figure 6), on constate d'une part, leur déviation quand elles sont en contact avec les composants, et d'autre part la formation de zone(s) de recirculation de différentes grandeurs, localisées essentiellement en aval des sources de chaleur. Tout d'abord infiniment petites sur la face C1D1, du premier composant pour les valeurs basses du Gr soit ( $10^3 \leq Gr \leq 5 \times 10^3$ ), puis progressivement volumineuses quand les valeurs de ce dernier augmentent, jusqu'à l'atteinte d'une envergure maximale près de la paroi de la plaque solide pour  $Gr = 10^5$  (voir agrandissement figure 6 pour  $Gr = 10^5$ ), quand il s'agit de la cellule qui se forme sur la surface C1D1 du 1<sup>er</sup> composant.

Près de la surface inférieure libre, nous constatons que l'augmentation du nombre de Gr accentue le brassage des deux débits d'air entrants dans le domaine, ce qui engendre la formation d'un sens giratoire des lignes de courant à ce niveau ; par conséquent l'effet d'une ascension graduelle du nombre de Grashof de  $10^3$  à  $10^5$  aura pour résultats, la progression des forces d'Archimède matérialisées qui imposent aux lignes de courant de s'entasser et de s'étendre le long de la paroi solide verticale.

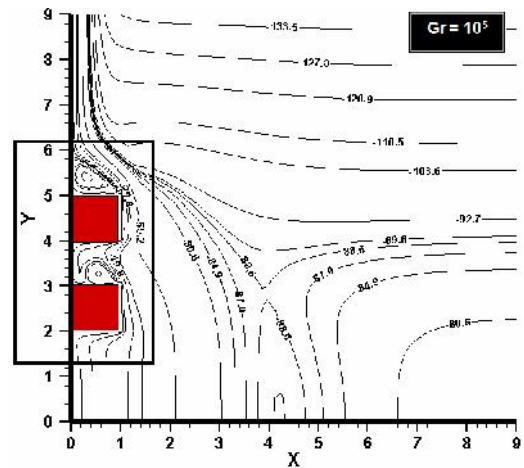
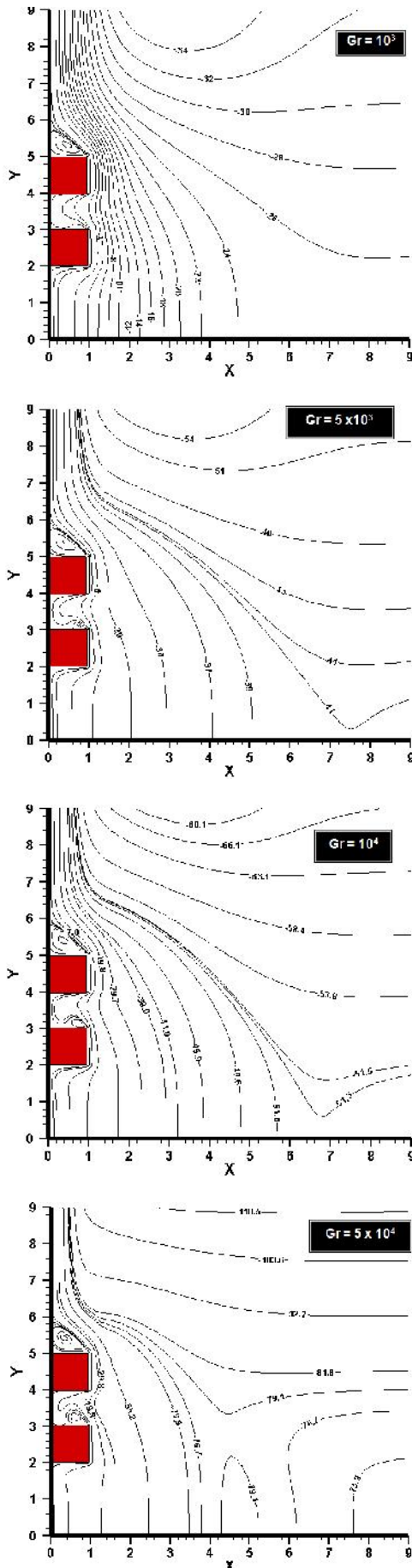


Figure 6 : Effet du nombre Gr sur les lignes de courants

Quant au taux de transfert de chaleur matérialisé par l'attitude du nombre de Nusselt local en fonction de celui du Grashof sur les six faces des composants, montrés par la figure 7, montre des courbes quasi symétriques, hormis sur les faces C1D1 et C2D2, sur lesquelles les courbes du  $Nu_{local}$  deviennent des paraboles pour les valeurs de  $5 \times 10^4 \leq Gr \leq 10^5$ , traduisant ainsi une augmentation subite du taux de transfert thermique.

Sur les faces B1C1 et B2C2 nous remarquons que pour le cas où  $5 \times 10^4 \leq Gr \leq 10^5$  il augmente le nombre de Nusselt local jusqu'à une valeur maximale puis, évolue en hyperbole ce qui implique une importante dissipation de la chaleur aux abords avals des points B1 et B2.

Notons aussi que les profils du  $Nu_{local}$  sur le 1<sup>er</sup> composant sont supérieurs à ceux du second car il profite directement du contact avec le déclenchement de la couche limite thermique.

Parallèlement, la valeur maximale du  $Nu_{Local}$  est atteinte au niveau inférieur des surfaces verticales symétriques à la paroi, soit, au niveau des points B1 et B2. En somme, l'augmentation du nombre de Grashof amplifie d'une part l'échange de chaleur qui se traduit par un nombre de Nusselt croissant, et d'autre part participe à la constitution des zones de recirculation en aval de chaque source.

Nos résultats nous renseignent à propos d'une augmentation du nombre de Nusselt global moyen  $Nu_{moy}$ , qui triple, quand le Gr est multiplié par  $10^2$ .

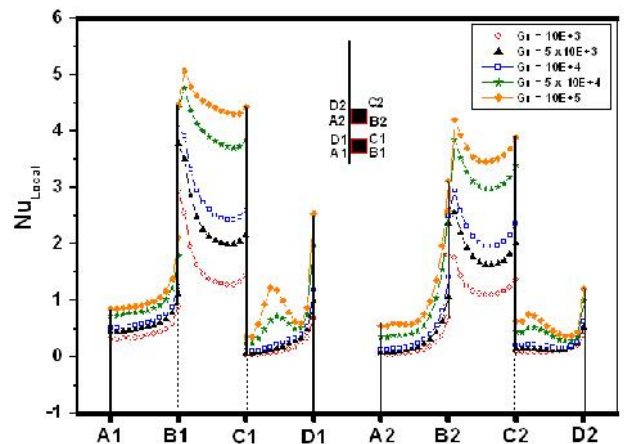


Figure 7 : Effet du nombre Gr sur le nombre de Nusselt local

### 3.2. Effets de l'espace (S) entre les sources de chaleur

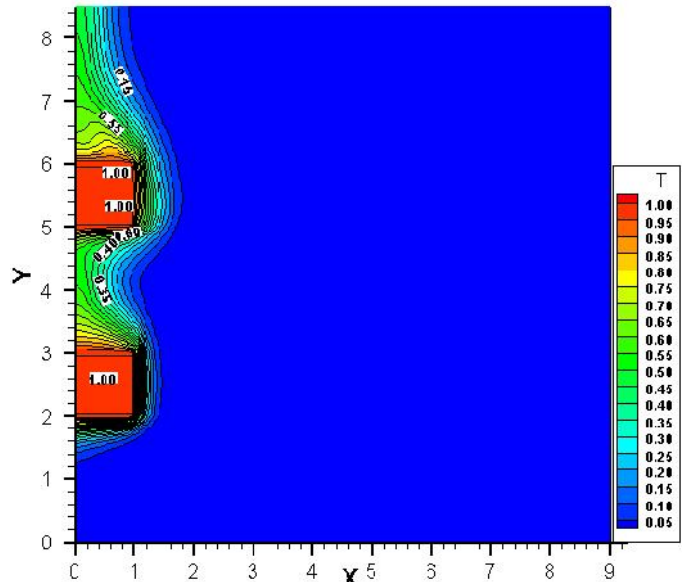
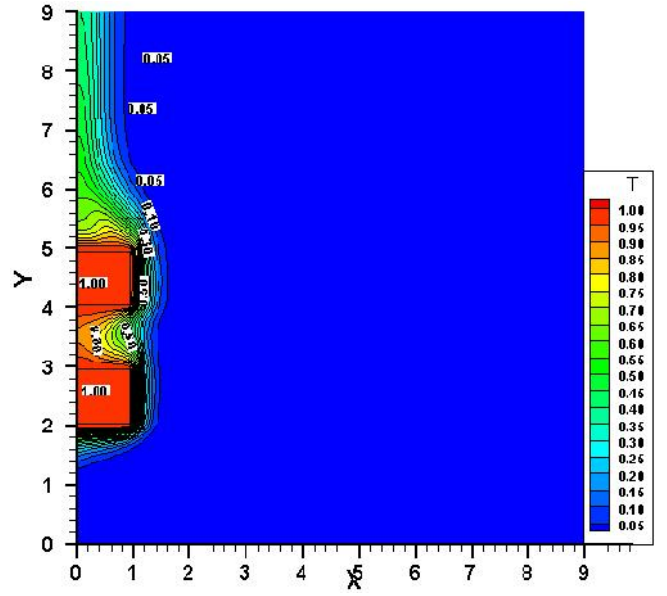
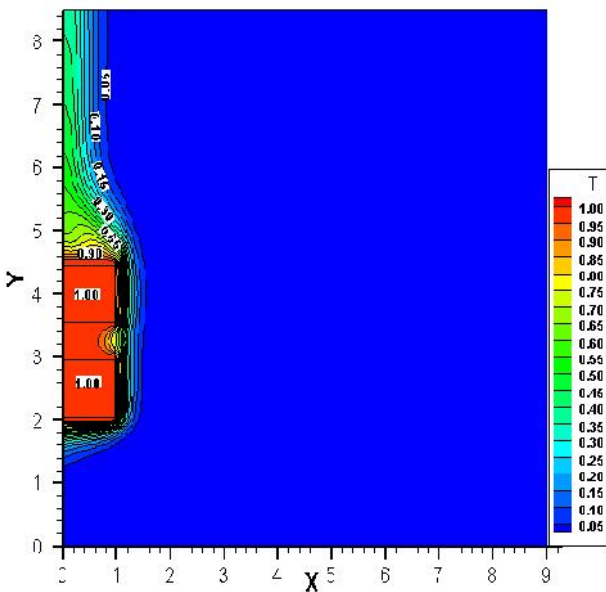
Parmi les facteurs géométriques influant sur le comportement du fluide au sein du domaine étudié, ainsi que le transfert thermique qui lui correspond, on considère la distance  $S$  entre les composants électroniques. Dans le but de cerner son incidence, nous avons fait varier cette distance, qui sépare les deux sources de chaleur, en considérant :  $S = 0.5 \times L_s$  ;  $S = 1 \times L_s$  ; et  $S = 2 \times L_s$ . Les résultats qui en découlent sont représentés sur le Tableau 3.

**Tableau 3** : Récapitulatif des résultats numériques de l'effet de la distance  $S$  entre les composants à  $Pr = 0,71$  ;  $Gr = 10^4$  et  $Le = 4 \times L_s$

S	$0.5 \hat{L}_s$	$L_s$	$2 \hat{L}_s$
$Nu_{moy}$	6.441191	6.892526	7.590209
$Nu_{S1}$	3.663872	3.904479	4.111349
$Nu_{S2}$	2.777318	2.988047	3.478861
$U_{max}$	28.283970	50.412120	80.745610
$V_{max}$	97.123950	101.222600	107.506700
$FC_{max}$	2.525798	2.838153	2.744375
$FC_{min}$	-65.729540	-69.520810	-76.648640

Le champ des isothermes illustrées sur la figure 8, nous informe sur l'augmentation du transfert de chaleur (diminution de la température) enregistrée dans le cas d'un espacement important entre les composants, surtout en mettant l'accent sur l'intensité de la température entre les sources de chaleur.

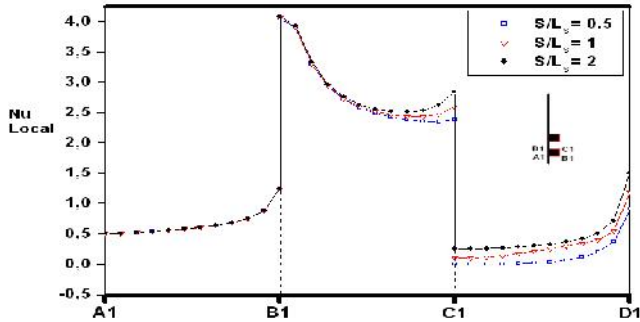
Une stratification des couches de température est constatée en progression horizontale, illustrant ainsi des valeurs égales à 1 sur les sources, régressant puis tendant vers zéro, très loin de ces dernières.



**Figure 8** : Effet de la distance  $S$  sur les courbes des isothermes

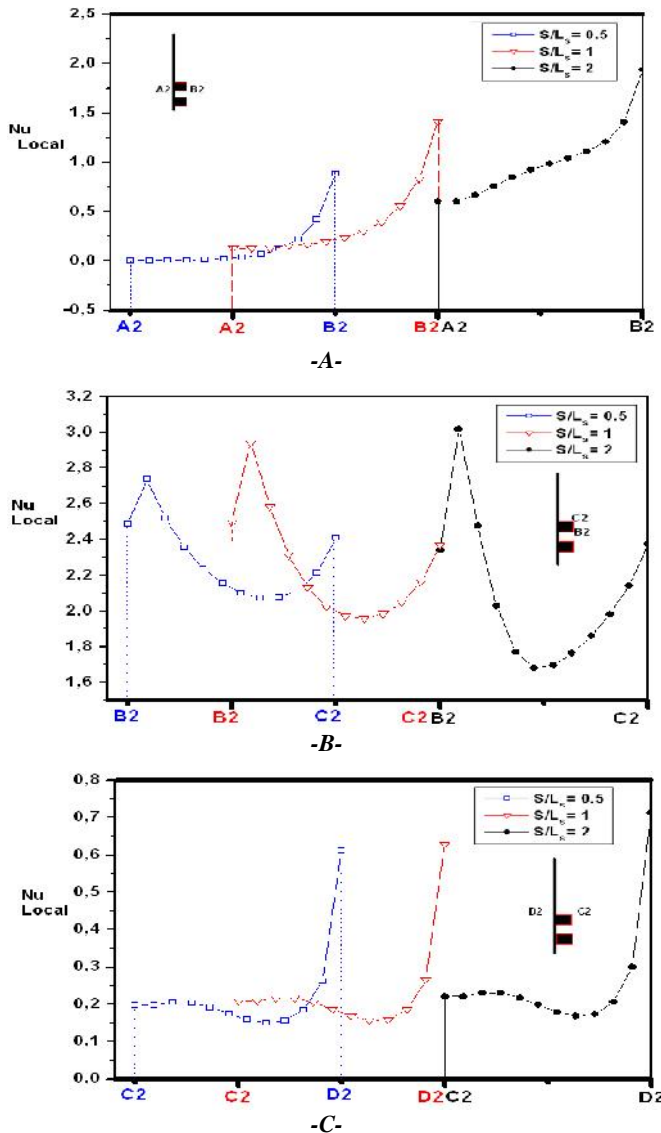
En faisant varier la valeur de la distance  $S$  et en enregistrant le nombre du Nusselt local sur les trois faces du 1<sup>er</sup> composant en contact avec le fluide de refroidissement, nous décelons le taux d'enlèvement de la chaleur à ce niveau. A ce propos, sur ces trois faces (figure 9), nous retrouvons d'abord, une quantité de chaleur enlevée identique sur la face A1B1, pour les trois valeurs de  $S$  considérées, chose qui se remarque aussi sur la face B1C1, sauf sur son extrémité, où les courbes se distinguent par un accroissement du transfert de chaleur dans cette région quand  $S = L_s$ , et  $S = 2 \times L_s$  et enfin sur la face C1D1, les courbes du  $Nu_{Local}$  se séparent complètement montrant ainsi la progression de la dissipation de la chaleur dans le cas où  $S = 2 \times L_s$  par rapport aux deux autres cas, en d'autres termes.





**Figure 9 :** Effet de  $S$  sur le nombre de Nusselt Local de la 1<sup>ère</sup> source

L'évolution totale du Nusselt local entre les deux valeurs extrêmes de  $S$  est de près de 67%, toutefois, en matière d'intensité de la dissipation de la chaleur, nous remarquons qu'elle est maximale sur la surface B1C1. Sur les trois secondes faces du 2<sup>ème</sup> composant (figure 10-A.B.C), nous constatons qu'un même profil des courbes est visible sur chaque face.



**Figure 10 :** Effet de  $S$  sur le nombre de Nusselt Local de la 2<sup>ème</sup> source

Néanmoins, la supériorité de l'intensité du transfert de chaleur est très distincte dans le cas où  $S = 2 \times L_s$  et essentiellement sur la face A2B2, ce qui revient à dire que le refroidissement global  $Nu_{mov}$  des composants augmente sensiblement (environ 7 %) si l'on double l'espace entre les sources de chaleur, et d'environ 17.8% quand on le quadruple.

En somme, l'augmentation de la distance entre les composants favorise le transfert de chaleur au niveau de chaque composant, bien qu'il soit meilleur au niveau du premier composant par rapport à celui enregistré au niveau du second.

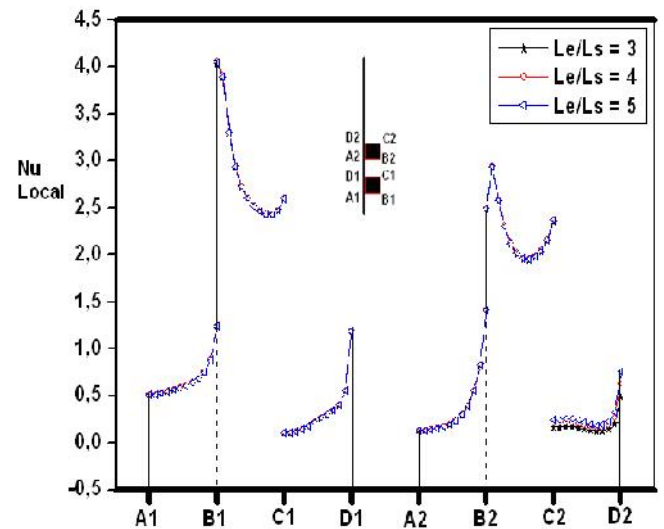
### 3.3. Effets de la longueur de sortie $L_e$

Pour cerner cet effet géométrique sur le transfert de chaleur nous avons adopté une variation des valeurs de  $L_e$ , soit :  $L_e = 3 \times L_s$  ;  $L_e = 4 \times L_s$  ;  $L_e = 5 \times L_s$ . Les données utilisées à ce propos sont : Utilisation du maillage :  $M3 = 72 \times 322$  noeuds,  $\tau = 10^{-5}$ ,  $Gr = 10^4$ ,  $S = L_s$ , les résultats sont explicités sur le tableau IV.

**Tableau 1 :** Effet du maillage sur la solution numérique

$L_e$	$3 \hat{=} L_s$	$4 \hat{=} L_s$	$5 \hat{=} L_s$
$Nu_{mov}$	6.811532	6.892526	6.925171
$Nu_{S1}$	3.891862	3.904479	3.897052
$Nu_{S2}$	2.919670	2.988047	3.02812
$U_{max}$	50.501830	50.412120	50.42524
$V_{max}$	94.960320	101.222600	105.6923
$FC_{max}$	2.762926	2.838153	2.737359
$FC_{min}$	- 57.603970	- 69.520810	- 76.5834

La figure.11 exprime l'évolution du taux de transfert de chaleur en fonction de ( $L_e$ ), soit celui du nombre de Nusselt local sur les six faces des composants.



**Figure 11 :** Effet de la distance «  $L_e$  » sur le nombre de Nusselt Local

En effet, sur les faces B1C1 et B2C2 des deux composants, nous atteignons des valeurs maximales de  $Nu_{local}$  désignant ainsi des surfaces sur lesquelles il y a un important transfert de chaleur, contrairement aux autres surfaces où les courbes sont quasi identiques et la variation du  $Nu_{local}$  est négligeable sauf sur la surface C2D2 où le transfert thermique est étroitement proportionnel à l'augmentation de  $L_e$ . Le nombre de Nusselt moyen global des deux sources augmente de 1,6% quand ( $L_e$ ) passe de  $3 \times L_s$  à  $5 \times L_s$ . Par conséquent, l'augmentation de la distance de la sortie ( $L_e$ ) implique le transfert de chaleur, essentiellement au niveau du second composant. Cette conclusion est en adéquation avec celle obtenue par Icoz et Jaluria [4].

### CONCLUSION

Nos résultats découlent en premier lieu, de l'effet de la variation du nombre de Grashof sur la dissipation de la chaleur, soit sur le nombre de Nusselt, puis sur l'influence de l'espace entre les composants électroniques et la distance en aval du second composant sur celui-ci.

Les résultats montrent que l'augmentation des paramètres suscités contribue à l'augmentation du transfert de chaleur, cependant, le degré d'incidence diffère d'un paramètre à un autre.

D'autre part, le  $Nu_{Local}$  du premier composant est toujours supérieur à celui du second car se trouvant en contact direct avec l'apparition de la couche limite thermique, engendrant ainsi une importante dissipation de la chaleur.

Nous recommandons enfin, l'étude tridimensionnelle du phénomène.

### REFERENCES

- [1] M. Behnia and A. Dehghan (1998), "Convection cooling of a gated obstacle in a channel" International Journal of Heat Mass Transfer, Vol.41, pp. 3131-3148.N.P.
- [2] H. Wang, F. Penot and J. Sauliner (1997), "Numerical study of a buoyancy-induced flow along a vertical plate with discretely heated integrated circuit packages" International Journal of Heat Mass Transfer, Vol.40, N°7, pp.1509-1520.
- [3] A. Da Silva, S. Lorenzini and A. Bejan (2005), "Distribution of heat sources in vertical open channels with natural convection", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.48 pp. 1462-1469.
- [4] Icoz and Y. Jaluria (2005), "Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 48, pp.831-347.
- [5] S. Banarjee A. Mukhopadhyay, S. Sen and R. Ganguly (2007), "Natural convection in a bi-heater configuration of passive electronic cooling", International Journal of Thermal Sciences.H.
- [6] S. Patankar (1980), "Numerical heat transfer and fluid flow" Mc Graw Hill, New York.

### NOMENCLATURE

U,V	Vitesses horiz. et vertic. adimensionnelle = $u,v / (\alpha_{air} / L_s)$ [-]
X,Y	Coordonnées adimensionnelles [-] = $(x, y) / L_s$
$T_0$	Température ambiante [K]
$T_s$	Température de la source [K]
$L_s \times L_s$	Dimensions des composants électroniques [m]
$L_x, L_y$	Dimensions du domaine de calcul [m]
$L_e$	Longueur de sortie en aval du second composant [m]
$L_i$	Longueur d'entrée avant le premier composant [m]
Gr	Nombre de Grashof = $\frac{g \cdot S \cdot (T_s - T_0)}{v_{air}^2} L_s^3$
S	Distance entre les sources de chaleur [m]
◆	Coefficient d'expansion thermique [K <sup>-1</sup> ]
◆	Temps adimensionnel [-]
NuS1,S1	Nombre de Nusselt moyen de la source 1 et source 2
Pr	Nombre de Prandtl = $\frac{\epsilon}{r}$ [-]
Numoy	Nombre de Nusselt moyen = $\int_A Nu \, dA$
NuLocal	Nombre de Nusselt local = $\frac{-\partial_n}{\partial x}$ ou $\frac{-\partial_n}{\partial y}$
$\rho$	Masse volumique du fluide
$\rho_0$	Masse volumique du fluide à $T_0$
K	Conductivité thermique adimensionnelle [-]
g	L'accélération due à la gravité [m/s <sup>2</sup> ]
$\mu$	Viscosité dynamique [Kg/m.s]
□	Température adimensionnelle [-]
$\alpha$	Diffusivité thermique [m <sup>2</sup> /s]