

# Effet de cheminée dans une cavité munie de blocs chauffés et d'ouvertures

M. El Alami<sup>1</sup>, M. Najam<sup>1</sup>, E. A. Semma<sup>2</sup>, M. Kriraa<sup>1</sup> et F. Penot<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Groupe de Thermique, Département de Physique, Faculté des Sciences, Université Hassan II Ain Chock, BP. 5366 Maarif, Casablanca, Morocco; Phone : (212) 22 23 06 80 ; Fax : (212) 22 23 06 74  
[yadam30@yahoo.fr](mailto:yadam30@yahoo.fr), [mnejam@yahoo.fr](mailto:mnejam@yahoo.fr)

<sup>2</sup> Faculté des Sciences et Techniques, Université Hassan I<sup>er</sup>, BP. 577 Settat, Morocco

<sup>3</sup> LET-ENSMA, UMR CNRS 6608, BP. 40109, 86961 Futuroscope Cedex, France

**Résumé :** On étudie numériquement l'effet de cheminée dans une cavité en forme de « T », munie de blocs chauffés à température constante  $T_C$ , et d'ouvertures sur les parois horizontales. La paroi horizontale du haut est portée à une température  $T_F < T_C$ , celle du bas est adiabatique. Nous considérons deux types de cavités : la première présente des parois verticales rigides et adiabatiques. La seconde est sans parois verticales. Les équations de Navier – Stokes associées à celle de l'énergie sont résolues à l'aide de la méthode des volumes de contrôle. Le principal paramètre de cette étude est le nombre de Rayleigh ( $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ ), tandis que les autres paramètres sont fixés. Les résultats montrent l'existence de deux types de solutions symétriques de l'écoulement dans le cas de deux ouvertures coaxiales (EEC) et (EIC). Cette dernière est favorable au transfert de chaleur entre les blocs et la paroi froide. L'introduction de deux ouvertures sur la paroi inférieure a permis de maîtriser cette solution (EIC) favorable au transfert de chaleur.

**Mots clés :** Effet de cheminée / cavité en forme de « T » / blocs rectangulaires / solutions multiples

## Nomenclature

$A$	Facteur de forme ( $A=L'/H'$ )	$(U, V)$	composantes horizontale et verticale de la vitesse
$B$	hauteur relative des blocs ( $B=h'/H'$ )		
$C$	largeur relative des ouvertures ( $C=l'/H'$ )	<b>Symboles grecs</b>	
$D$	écart relatif entre les blocs ( $D=d'/H'$ )	$\beta$	coefficient de dilatation du fluide ( $K^{-1}$ )
$d'$	écart entre deux blocs successifs (m)	$\alpha$	diffusivité thermique du fluide ( $m^2s^{-1}$ )
$g$	accélération de la pesanteur ( $m/s^2$ )	$\lambda$	conductivité thermique du fluide ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )
$h'$	hauteur des blocs, (m)	$\nu$	viscosité cinématique du fluide ( $m^2s^{-1}$ )
$H'$	largeur du canal, (m)	$\rho$	masse volumique du fluide ( $kg/m^3$ )
$l'$	largeur des ouvertures (m)	<b>Indices</b>	
$M$	débit massique adimensionnel	$H, C$	Chaud, Froid
$Nu$	nombre de Nusselt global	1,2,3	type de cavités
$Pr$	nombre de Prandtl ( $Pr=\nu/\alpha$ )		
$Ra$	nombre de Rayleigh, ( $Ra=g\beta\Delta TH^2/(\alpha\nu)$ )		
$T_C$	température de la paroi chaude		
$T_F$	température de la paroi froide		
$\Delta T$	écart de température appliqué ( $T_C-T_F$ )		

## 1. Introduction

Le développement rapide de la technologie des cartes électroniques a conduit à des assemblages de plus en plus compacts et dissipatifs. Un contrôle rigoureux des températures opérationnelles de ces derniers est devenu indispensable pour éviter leurs endommagements par d'éventuelles surchauffes. En convection naturelle, d'importants travaux ont été réalisés sur ce

type de problèmes [1]. Le recours à ce processus d'évacuation de la chaleur est justifié par les faibles coûts qu'il nécessite. Généralement, les composants sont disposés sur des cartes verticales [2] et soumis à une ventilation naturelle (effet de thermosiphon) pour évacuer le surplus de chaleur générée. Un tour d'horizon des différents travaux récents montre l'intérêt et les progrès réalisés dans ce domaine. Par contre, le cas où les cartes sont horizontales est rarement étudié en convection naturelle [3]. L'analyse bibliographique montre, dans ce cas, que l'espace entre les composants (souvent modélisés par des blocs rectangulaires) reste mal ventilé, même lorsque le refroidissement est assuré par un écoulement forcé. En effet, ce flux d'air étant parallèle au plan contenant les composants, il engendre souvent des mouvements de recirculation entre ces blocs qui, en raison de leur faible espacement, ne permet pas à l'écoulement forcé d'y pénétrer. Il en résulte ainsi une accumulation de la chaleur, entre les composants, susceptible d'augmenter la température de leurs surfaces latérales.

Pour remédier à cet inconvénient, nous un aménagement a été proposé : il s'agit de pratiquer des ouvertures coaxiales et identiques au niveau des parois supérieure et inférieure du canal horizontal, ainsi formé par les cartes électroniques, afin de favoriser un meilleur échange entre les faces verticales des blocs et le fluide caloporteur et assurer une circulation continue de l'air ambiant dans le système [4]. Afin de maîtriser une solution plus favorable à l'évacuation de la chaleur au niveau des faces latérales chauffées des blocs, deux ouvertures peuvent être pratiquées dans la paroi horizontale mais tout près des blocs. Cette façon de procéder peut constituer une amélioration substantielle dans le système de refroidissement des cartes électroniques.

## 2. Configuration géométrique et formulation mathématique

La configuration étudiée est schématisée par la figure 1. On suppose que l'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels, que les propriétés du fluide sont constantes et l'approximation de Boussinesq est valide. Les équations adimensionnelles sont :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = - \frac{\partial P}{\partial x} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = - \frac{\partial P}{\partial y} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) + \text{Pr} RaT \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (5)$$

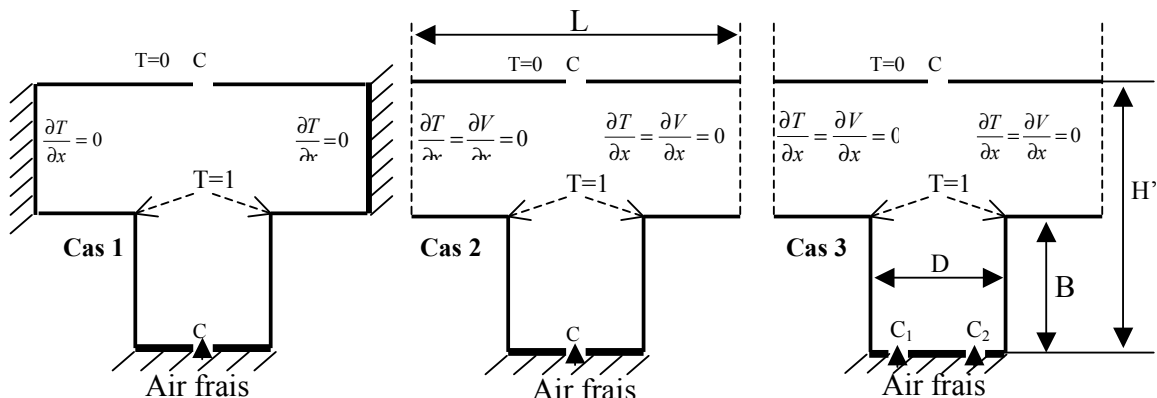


Fig. 1 : a) Cavité en « T » à parois verticales adiabatiques avec une ouverture entre les blocs  
b) Cavité en « T » répétitive avec une ouverture entre les blocs  
c) Cavité en « T » répétitive avec deux ouvertures entre les blocs

En se référant à la figure 1, les variables adimensionnelles sont définies ainsi :

$$U = \frac{U'H'}{\alpha}, \quad V = \frac{V'H'}{\alpha}, \quad T = \frac{T' - T'_c}{T'_H - T'_c}, \quad P = \frac{(P' + \rho g y')H^2}{\rho \alpha^2}, \quad Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Les conditions aux limites sont :  $T=1$  sur la surface des blocs et  $T=0$  le long de la paroi supérieure froide (hors ouvertures).  $U=V=0$  sur toutes les parois solides. Le domaine de calcul est réduit de moitié par le plan de symétrie  $P_l$ , sur lequel on impose donc des conditions de gradient de pression normal nul.  $T=U=0$ ,  $V = \frac{M}{C}$ ,  $P = -\frac{M^2}{2H^2}$  au niveau des ouvertures du bas.  $M$  étant

le débit (inconnue du problème) identique à celui calculé au niveau des ouvertures du haut [5].

Au niveau des ouvertures du haut,  $P=U=0$  (condition de jet en atmosphère libre). Par contre,  $T$  et  $V$  sont calculées par extrapolation [4,5] (leur dérivées secondes par rapport à la verticale sont nulles).

### 3. Résultats et discussion

#### 3.1. Structure de l'écoulement et champ thermique

##### 3.1.1 Structure de l'écoulement dans la cavité à deux ouvertures (cas 2)

Dans ce travail, nous ne présentons que les figures typiquement représentatives de l'écoulement et les champs thermiques correspondants. Deux types de solutions sont obtenus dans la gamme du nombre de Rayleigh considérée. Quand les lignes ouvertes contournent les cellules de convection naturelle, l'écoulement est appelé EEC, fig. 2.a, fig. 3a. Par contre, dans le cas où les lignes ouvertes passent entre les cellules convectives, l'écoulement est appelé EIC, fig. 2.b.

Dans la gamme  $10^4 \leq Ra \leq 2 \times 10^4$ , une seule solution de type EIC est obtenue (figure non présentée), et ceci quelle que soit la condition initiale imposée aux champs de vitesse et de température. A  $Ra=3 \times 10^4$ , deux solutions sont mises en évidence : la première, de type EEC, fig. 2.a, est obtenue à partir de la solution de départ à champs dynamique et thermique nuls. Cette solution n'est pas stable. Dans le temps, elle bascule vers l'écoulement EIC, fig. 2b, plus stable comme indiqué sur la figure 3. Nous avons suivi l'évolution de  $\Psi_{max}$  en fonction du temps pour  $Ra=3 \times 10^4$ , dans le but de mettre en évidence le basculement de la solution EEC vers EIC. La figure 3 montre que le palier relatif à l'existence de EEC n'est pas parfaitement plat, la solution EEC bascule lentement vers EIC. Si on initialise le calcul à partir d'une solution de départ, obtenue pour une valeur inférieure du nombre de Rayleigh, nous obtenons, directement, EIC. Par comparaison des lignes isothermes relatives à ces deux structures, il est clair que les faces horizontales des blocs sont mieux refroidies dans le cas EIC que dans le cas EEC. Les parois verticales actives sont, par contre, ventilées de la même manière dans les 2 situations.

A partir de  $Ra=4 \times 10^4$  et jusqu'à  $Ra=6 \times 10^4$ , les deux structures d'écoulement coexistent et sont toutes les deux stables, fig. 4.a et fig. 4.b. Le problème posé présente alors une solution double. Au delà de cette zone de variation du nombre de Rayleigh, une solution unique est obtenue, elle est de type EIC. Elle est multicellulaire avec deux cellules externes et deux autres cellules d'entraînement au sein des lignes ouvertes, fig. 4.c, pour  $Ra=10^5$ . Ce type de solution (obtenu

toujours à haut  $Ra$ ) est très favorable au refroidissement de toutes les parois des blocs comme en témoignent les isothermes correspondants. L'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une augmentation du débit et de la taille des cellules d'entraînement à l'intérieur du jet. Ces dernières se trouvent chassées, vers le haut de la cavité, par l'écoulement principal, fig. 4.d, pour  $Ra=5 \times 10^5$ .

### 3.1.2 Écoulement et champ thermique dans la cavité à trois ouvertures (cas 3)

La solution EIC a été trouvée la meilleure pour le refroidissement des blocs chauffés, maîtriser son existence sur la plus large gamme possible du nombre de Rayleigh devient alors d'une grande importance. L'aménagement d'une ouverture d'admission d'air frais tout près de chaque bloc est l'un des procédés qui a permis, d'une part, d'avoir la solution EIC sur toute la gamme du nombre de Rayleigh considérée et, d'autre part, de favoriser l'apparition de *l'effet cheminée* même aux faibles valeurs de  $Ra$ , ce qui n'était pas le cas dans la cavité répétitive avec des ouvertures aménagées à mi-distance entre les blocs.

L'examen de la structure de l'écoulement présentée dans les figures 5.a, 5.b, 5.c, montre l'existence de l'unique solution EIC sur toute la gamme choisie du nombre de Rayleigh. La structure de l'écoulement est symétrique. Les lignes isothermes montrent que les parois verticales des blocs sont très bien refroidies sur leurs parties inférieures même aux faibles valeurs de  $Ra$  pour  $Ra=10^4$  (figure non présentée). A partir de  $Ra=5 \times 10^4$ , fig. 5.a, la zone centrale entre les blocs devient le siège d'une forte recirculation, notamment dans sa partie basse, et l'écoulement principal chemine en longeant les parois verticales actives et *l'effet cheminée* commence à se faire sentir. Le fluide en circulation dans les cellules de convection naturelles dans la partie supérieure de la cavité en « T », se refroidit au voisinage de la paroi supérieure et, lors de son passage vers les parois horizontales actives, intensifie l'échange de chaleur. Les lignes isothermes montrent que toutes les faces actives sont bien refroidies. En augmentant le nombre de  $Ra$ , les cellules de recirculation au sein des lignes ouvertes deviennent de plus en plus allongées et arrivent jusqu'au niveau supérieur des blocs pour  $Ra=10^5$ , fig. 5.b. Celles-ci poussent encore davantage l'écoulement principal vers les parois verticales et *l'effet cheminée* est bien développé. Les cellules de convection naturelle, à leur tour, deviennent très intenses et contraignent l'écoulement principal en réduisant sa section de passage. Ce décollement de l'écoulement à cet endroit est accompagné d'une réduction de l'échange thermique au niveau des coins des blocs. On a ainsi une sorte de compétition entre les lignes ouvertes de l'écoulement principal (air aspiré) et les cellules convectives qui sont dues principalement (il existe toujours un effet d'entraînement de l'écoulement principal) à la convection de Rayleigh-Bénard. Cette compétition devient plus nette au fur et à mesure que  $Ra$  augmente. Sur la figure 5.c, pour  $Ra=5 \times 10^5$ , l'écoulement principal devient intense, l'effet de cheminé devient alors prépondérant. Les cellules de recirculation à l'intérieur des lignes ouvertes, occupent presque toute la partie centrale de la cavité, elles arrivent jusqu'au voisinage de l'ouverture d'évacuation pour ramener de l'air frais vers le fond de la cavité, comme nous pouvons le remarquer sur les lignes isothermes qui s'infléchissent vers le bas dans la zone centrale de la cavité. On observe une amélioration de l'échange thermique sur toutes les parois actives des blocs malgré la légère distorsion des isothermes aux voisinages des coins de ces derniers. Ce résultat semble être, à notre avis, très important car il montre que nous avons pu trouver un moyen simple et en même temps efficace permettant la ventilation de toutes les parois actives des blocs.

Notons que les deux solutions EIC et EEC ont été trouvées dans le *cas 1*. Le phénomène de basculement du EEC vers le EIC existe aussi dans des gammes précises du nombre de Ra pour  $B=1/2$ , figure 6.

### 3.2 Transfert de chaleur

Les nombres de Nusselt  $Nu_1$ ,  $Nu_2$  et  $Nu_3$ , représentent respectivement le nombre de Nusselt calculé au niveau de la face froide (*cas 1*), (*cas 2*) et (*cas 3*). La variation du nombre de Nusselt en fonction de Ra dans les *cas 1 et 2* montre que l'écoulement EIC échange mieux que EEC, figure 7.

Sur la figure 8, montrant la variation du Nusselt en fonction de Ra pour les trois cas il est possible de constater que  $Nu_3$  relatif au *cas 3* est plus grand que pour les autres cas. En effet, le rapprochement des ouvertures près des parois favorise l'effet de cheminée et le maintien de la solution EIC.

Ces nombres  $Nu_1, Nu_2, Nu_3$  sont même corrélés au nombre de Rayleigh  $Ra$  par les relations :

$$Nu_1=0.220 Ra^{0.334}; Nu_2=0.249 Ra^{0.332}; Nu_3=0.230 \times Ra^{0.352}$$

### 4. Conclusion

Les résultats de cette étude numérique des écoulements dans les interstices de composants électroniques montés sur des cartes horizontales avec une seule perforation, ont montré l'existence de solutions doubles (EEC et EIC) différant par la position des rouleaux attribués à de la convection de Rayleigh Bénard au-dessus des parties horizontales des composants. Le nombre de Nusselt engendré par la solution EIC est plus grand que celui correspondant à la solution EEC.

L'aménagement de deux ouvertures entre les blocs (au voisinage immédiat de ceux-ci), a permis de maintenir dans toutes les situations l'existence de la solution EIC, plus favorable à la ventilation des parois actives des composants.

### References

- [1] S. H. Kim, N. K. Anand and L. S. Fletcher ; Free Convection Between Series of Vertical Parallel Plates with Embedded line sources. Transaction of the ASME, Vol. 113, pp. 108-115 (1991)
- [2] C. E. Kwak and T. H. Song ; experimental and Numerical Study on Natural Convection From Vertical Plates with Horizontal Rectangular grooves. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, N°16, pp. 2517-2528 (1998)
- [3] A. Amahmid, M. Hasnaoui and P. Vasseur ; Multiplicité des solutions en convection naturelle dans une géométrie répétitive. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 40, N°16, pp. 3805-3818 (1997)
- [4] M. Najam, M. El Alami M. Hasnaoui, A Amahmid; Etude numérique de la convection mixte dans une cavité en forme "T" soumise à un flux de chaleur constant et ventilée par le bas à l'aide d'un jet d'air vertical; C.R. Mécanique 330 pp. 461-467 (2002)

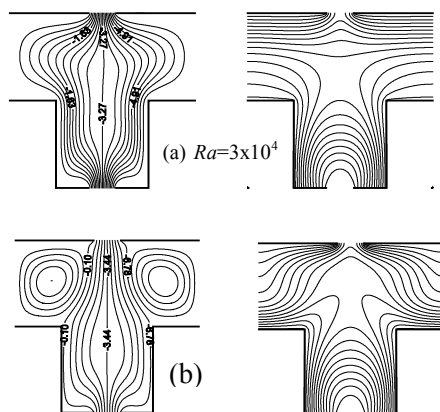


Fig. 2 : Lignes de courant et isothermes dans le cas de deux ouvertures (a) EEC et (b) EIC,  $B=1/2$

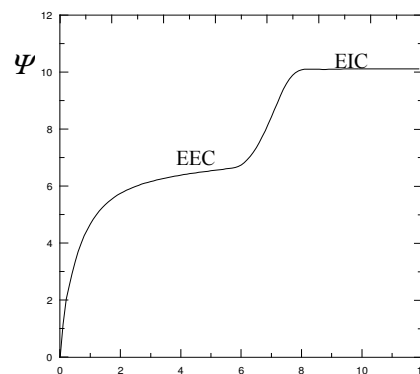


Fig. 3 : Variation de  $\Psi_{max}$  en fonction du temps  $Ra=3 \times 10^4$

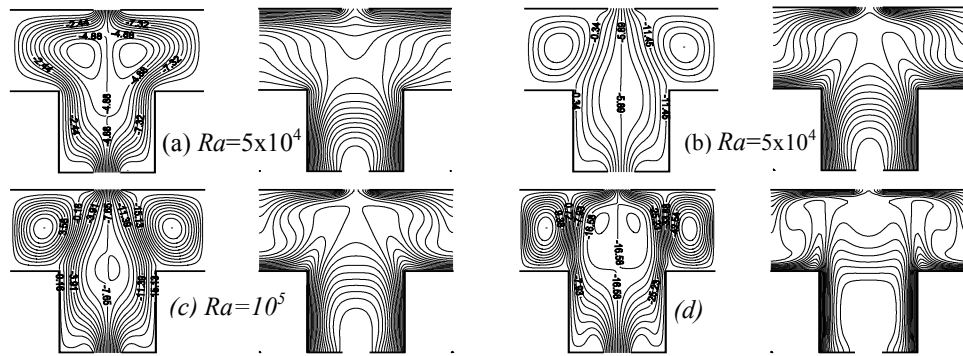


Fig.4 : lignes de courant et isothermes pour différents  $Ra$  dans le cas 2 de la cavité répétitive.

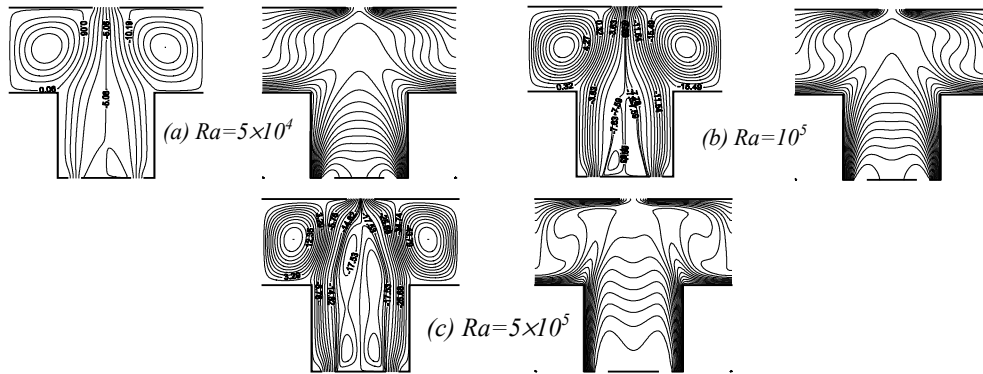


Fig.5: lignes de courant et isothermes pour différents  $Ra$  dans le cas 3 de la cavité répétitive,  $B=1/2$

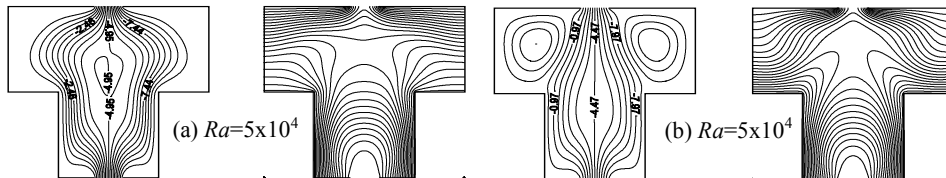


Fig 6 : lignes de courant et isothermes dans le cas 1 de la cavité simple. pour  $B=1/2$ .

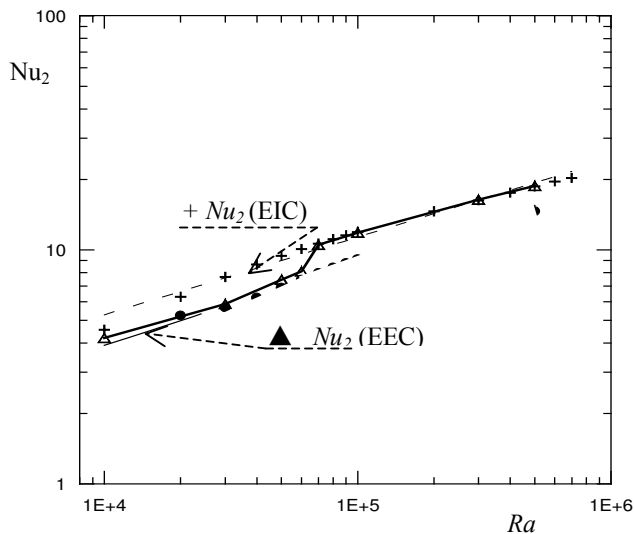


Fig.7 : Comparaison des nombres de Nusselt moyens dans la cavité répétitive et dans le canal en fonction de  $Ra$

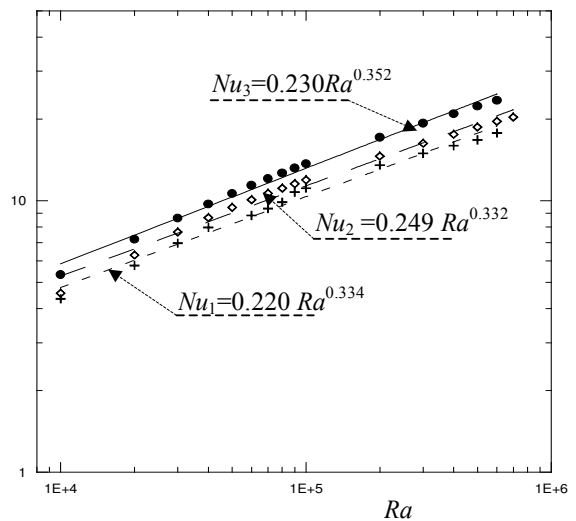


Fig. 8 : Comparaison entre les nombres de Nusselt  $Nu_1$ ,  $Nu_2$  et  $Nu_3$