République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Yahia Farès de Médéa



Faculté de technologie
Département de Génie Mécanique

Mémoire

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

MASTER LMD

En

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Étude numérique du transfert de chaleur dans un canal rainuré avec des déflecteurs d'écoulement de forme multiple.

Par

KERBOUCI Aymen et AGUIBI Ayoub

Devant le jury composé de :

Dr REBHI Redha.	**MCA, Université de Médéa**	**Président**
Dr MEKHTICHE Hamid	**MCB, Université de Médéa**	**Examinateur**
Dr CHIKER Yasser	**MCB, Université de Médéa**	**Invité**
Dr AMIRAT Hamza.	**MCB, Université de Médéa**	**Directeur de thèse**

2022/2023

Remerciements

Tout d'abord je remercie infiniment mon dieu le tout puissant de la bonne santé, la volonté, le courage et la patience qu'il m'a donnée tout le long de mes études.

Je remercie énormément mon encadreur Monsieur ***AMIRAT Hamza****, Maitre de conférences à l'université de Médéa, d'avoir partagé avec moi son expérience si vaste, ainsi que sa compétence dans un domaine pour lequel, grâce à lui, je me suis passionnée. Il m'a conduit, en toute sérénité, à l'aboutissement de cette thèse à travers ses conseils et m'a assuré les meilleures conditions de travail. Je lui suis profondément reconnaissante pour sa disponibilité et ses encouragements. Enfin j'implore mon Dieu le tout puissant de le garder en bonne santé*

Je suis très honoré à remercier de la présence à mon jury de thèse et je tiens à remercier :

Le Dr. MEKHTICHE Hamid., Maitre de conférences à l'université de Médéa, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant d'être membre de mon jury de thèse. Je tiens à l'assurer de ma profonde reconnaissance pour l'intérêt qu'il porte à ce travail et pour le temps consacré à la lecture de cette thèse.

Je remercie Dr CHIKER Yasser, Maitre de conférences à l'université de Médéa, qui a bien voulu juger ce travail et faire partie du jury de ma thèse. Je le remercie pour le temps consacré à la lecture de ce travail.

Mes sincères remerciement vont au Dr. REBHI Redha, maître de conférences à l'université de Médéa, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider ce jury et pour le temps consacré à la lecture de ma thèse.

Enfin, Je tiens à remercier également mes parents, mes frères, mes sœurs et leurs enfants pour tout ce qu'ils ont fait pour moi, leur compréhension, et leur soutien total.

Sans oublier mes amis, collègues et tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à réaliser ce travail.

Dédicace

Il me fait le plaisir de dédier avec humilité ce modeste travail qui ne sera jamais réalisé sans l'aide de dieu le tout puissant.

A mes très chers parents, source de vie, d'amour et d'afection.

A mes chers frères, Sœurs et leurs enfants, source de joie et de Bonheur.

A toute ma famille, source d'espoir et de motivation.

À Tous Mes Amis et Collègues.

A vous cher lecteur

Résumé

Dans cette étude, l'effet des déflecteurs d'écoulement de forme multiple sur l'amélioration du transfert de chaleur autour de plusieurs blocs chauffés simulant des composants électroniques est étudié numériquement. Cette étude est réalisée à un faible nombre de Reynolds (Re=400) afin d'assurer un écoulement laminaire permanent. La méthode des volumes finis et le logiciel commercial Ansys Fluent © CFD sont utilisés. L'effet de la position et de la forme des déflecteurs sur la structure de l'écoulement et la variation du transfert de chaleur est étudié. Les résultats obtenus montrent que les déflecteurs ont un effet sur la structure de l'écoulement, les contours de température et le transfert de chaleur autour les blocs chauffés.

Mots clés : Refroidissement électronique, méthode des volumes finis, blocs chauffés, déflecteurs d'écoulement, amélioration du transfert de chaleur.

Abstract

In this study, the effect of multi-shaped flow deflectors on heat transfer enhancement around several heated blocks simulating electronic components is numerically investigated. The study is carried out at a low Reynolds number (Re=400) to ensure steady laminar flow. The finite volume method and Ansys Fluent © CFD commercial software are used. The effect of the flow deflectors position and shape on flow structure and heat transfer modification are investigated. The results obtained show that the flow deflectors have an effect on the flow field, temperature contours and heat transfer around the heated blocks.

Key words: Electronic cooling, flow deflectors, finite volume method, heated blocks, heat transfer enhancements.

ملخص

في هذه الدراسة ، تم دراسة تأثير عواكس التدفق متعددة الأشكال على نقل الحرارة حول العديد من الكتل المسخنة التي تحاكي المكونات الإلكترونية. أجريت الدراسة على رقم رينولدز منخفض (Re = 400) لضمان تدفق صفحي ثابت لايتعلق بالوقت. الدراسة تمت باستخدام طريقة الأحجام المنتهية والبرمج التجاري Ansys Fluent © CFD. تم دراسة تأثير موضع وشكل محرفات التدفق على بنية التدفق وتعديل نقل الحرارة. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن محرفات التدفق لها تأثير على واضح على بنية التدفقة وخطوط درجة الحرارة وانتقال الحرارة حول الكتل المسخنة.

الكلمات المفتاحية : تبريد المكونات الإلكترونية، طريقة الأحجام المنتهية، محرفات التدفق، عناصر ساخنة ، تحسين التبادل الحراري.

Sommaire

Résumé…… I
Table des matières…….. IV
Liste des tableaux …….. VI
Liste des figures …… VII
Nomenclature …… IX
Introduction générale
Introduction générale……. 1
Chapitre I : Généralités
1.1. Généralités sur le transfert de chaleur ……... 3
1.1.1. Mécanismes de transfert de chaleur ……. 3
a) Conduction …….. 3
b) Convection …….. 3
- La convection forcée …….. 4
- La convection naturelle …….. 4
- La convection mixte ……... 4

c) Rayonnement …….. 5
1.1.2. Transfert de chaleur conjugué …….. 5
1.1.3. Problème de température pour les puces électroniques …….. 6
1.2. Technologie d'amélioration de transfert de chaleur pour le refroidissement de composants électronique ……..…… 6
a) Refroidissement par liquide …… 6
b) Refroidissement par air ……... 7
c) Dissipateurs thermiques …….. 8
a) Refroidissement par perturber d'écoulement…… 9
1.3. Conclusion …… 9
Chapitre II : Modèle physique et formulation mathématiques
2.1. Introduction ……... 11
2.2. Modèle physique ……... 11
2.3. Équations bilans …… 12
2.3.1. Équation de conservation de la masse ……. 12
2.3.2. Équation de conservation de la quantité de mouvement ……. 12
2.3.3. Équation de conservation de l'énergie …… 13
2.4. Hypothèses simplificatrices …….. 13
2.5. Équations simplifiées du problème ……... 14
2.5.1. Équation de continuité …….. 14
2.5.2. Équations de quantité de mouvement …….. 14
2.5.3. Équation de l'énergie ……... 15
2.6. Formulation adimensionnelle …… 15
2.6.1. Équation de continuité ……... 16
2.6.2. Équations de quantité de mouvement (Navier-Stokes) …… 16
2.6.3. Équation de l'énergie ……. 16
2.7. Nombres sans dimensions ……. 17

- Nombre de Reynolds 17
- Nombre de Prandtl 17
- Nombre de Péclet 17

2.8. Conditions initiales et aux limites adimensionnelles 18
2.9. Présentation des résultats 19
2.9.1. Les lignes de courant 20
2.9.2. Les isothermes 20
2.9.3. Nombre de Nusselt 20
2.10. Conclusion 21

Chapitre III : Résultats et discussion

3.1. Introduction 22
3.2. Étude préliminaire 22
3.2.1. Sélection des paramètres adimensionnels 22
3.2.2. Régimes d'écoulement 23
3.2.3. Indépendance du maillage 24
3.2.4. Validation du model de calcul 25
3.3. Présentation des résultats 26
3.3.1. Champ dynamique 27
3.3.2. Champ thermique 29
3.3.3. Nombre de Nusselt moyen 30
3.3.4. Étude paramétrique 31
3.3.4.1. Effet de la position des déflecteurs d'écoulemen 31
a) Champ dynamique 32
b) Champ thermique 36
c) Nombre de Nusselt local moyen 40
3.3.4.2. Effet de la forme des déflecteurs d'écoulement 42
a) Champ dynamique 42
b) Champ thermique 46
c) Nombre de Nusselt moyen 50

Conclusion générale

Conclusion générale 52

Références bibliographiques

Bibliography 53

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Les formes géométriques et les symboles des déflecteurs utilisés dans la présente étude…… 12
Tableau 2.2 : Conditions aux limites utilisées.. ……. 19
Tableau 3.1 : Taux d'amélioration du nombre de Nusselt moyen ……..…… 31

Liste des figures

Figure 1.1 : Conduits de liquide transportent le liquide de refroidissement vers des canaux spécialement construits et gravés à l'arrière des circuits intégrés FPGA (Field-Programmable Gate Array) pour offrir un refroidissement plus efficace…….. 7

Figure 1.2 : Analyse par *CFD* du refroidissement par air d'un équipement électrique……. 8

Figure 1.3 : Dissipateur thermique monté sur une carte de circuit imprimé…….. 9

Figure 2.1 : Configurations géométriques du problème étudie. ……... 11

Figure 3.1 : Évolution du nombre de Nusselt local le long de la périphérie des blocs pour différents maillages à Re=1000.. ……... 25

Figure 3.2 : Comparaison des Nusselt local obtenus par simulation avec ceux présentés par Young et Vafai (1998) à Re=1000, Pr=0.71 et k_s/k_f=10 …….. 26

Figure 3.3 : Lignes de courant à Re=400 avec : (A) Avec déflecteurs (de forme L', gauche et position a=b=0.25) et (B) Sans déflecteurs……. 28

Figure 3.4 : Contours des isothermes à Re=400 avec : (A) Avec déflecteurs (de forme L', gauche et position a=b=0.25) et (B) Sans déflecteurs……. 30

Figure 3.5 : Les nombres de Nusselt moyen de chaque bloc, des cas Avec déflecteurs (de forme L', gauche et position a=b=0.25) et Sans déflecteurs……... 31

Figure 3.6 : Lignes de courant pour les déflecteurs de forme T, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25,(B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25…….……... 33

Figure 3.7 : Lignes de courant pour les déflecteurs de forme L'-droit, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25……. …… 34

Figure 3.8 : Lignes de courant pour les déflecteurs de forme L'-gauche, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (B) a=0.125 ; b=.0.25……... 35

Figure 3.9 : Contours des isothermes pour les déflecteurs de forme T, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25. …… 37

Figure 3.10 : Contours des isothermes pour les déflecteurs de forme L'-droit, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25……... 38

Figure 3.11 : Contours des isothermes pour les déflecteurs de forme L'-gauche, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25…….. 39

Figure 3.12 : Nombres de Nusselt moyen de chaque bloc à Re=400, différentes positions de déflecteurs d'écoulement et pour des déflecteurs de forme : (A) : T ; (B) : L'droit; (C) : L'gauche…… 41

Figure 3.13 : Lignes de courant pour une positions de déflecteurs de a=b=0.125, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) T, (B) L'-droit, (C) L'-gauche……... 43

Figure 3.14 : Lignes de courant pour une positions de déflecteurs de a=b=0.25, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) T, (B) L'-droit, 44

(C) L'-gauche……..
Figure 3.15 : Lignes de courant pour une positions de déflecteurs de a=0.125, b=0.25, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) T, (B) L'-droit, (C) L'-gauche……. 45
Figure 3.16 : Contours des isothermes pour une positions de déflecteurs de a=b=0.125, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) T, (B) L'-droit, (C) L'-gauche……. 47
Figure 3.17 : Contours des isothermes pour une positions de déflecteurs de a=b=0.25, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) T, (B) L'-droit, (C) L'-gauche……. 48
Figure 3.18 : Contours des isothermes pour une positions de déflecteurs de a=0.125, b=0.25, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) T, (B) L'-droit, (C) L'-gauche……. 49
Figure 3.19 : Nombres de Nusselt moyen de chaque block, à Re=400, différentes formes de déflecteurs d'écoulement et pour des déflecteurs de position : (A) : a=b=0.125 ; (B) : a=b=0.25 ; (C) : a=0.125, b=0.25…….. 51

Nomenclature

SymboleDéfinition	
a	La distance verticale entre la base des déflecteurs et la base de la première, de la troisième et de la cinquième cavité
b	La distance verticale entre la base des déflecteurs et la base des deuxième et quatrième cavités
g	Accélération de pesanteur [m s^{-2}]
H	Largeur adimensionnelle du canal
h	La hauteur adimensionnelle du bloc chauffé
h_c	Coefficient de transfert thermique [W. $m^{-2}.K^{-1}$]
k	Conductivité thermique [W $m^{-1}K^{-1}$]
$L_{entrée}$	Longueur sans dimensions de la section de l'entrée
L_{sortie}	Longueur sans dimensions de la section de sortie
n	Coordonnées normales adimensionnelles (représente la direction x ou y selon l'orientation de la face)
Nu_X	Nombre de Nusselt local
$\overline{Nu}$	Nombre de Nusselt moyen
p	Pression adimensionnelle
Pe	Nombre de Péclet
Pr	Nombre de Prandtl
q"	Le flux de chaleur adimensionnel
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Ri	Nombre de Richardson
T	Température [K]
u, v	Composantes adimensionnelles de vitesse dans les directions x et y
u_m^*	Vitesse moyenne caractéristique à l'entrée du canal [m s^{-1}]
V	Vecteur de la vitesse [ms^{-1}]
w	La largeur adimensionnelle du bloc chauffé
x, y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles
Symboles grecs	
α	Diffusivité thermique de l'air [m^2 s −1]
ε	É missivité thermique
Γ	Coefficient de diffusion général
ΔT	Différence de température [K]
θ	Température adimensionnelle
μ	Viscosité dynamique de l'air [kg $s^{-1}m^{-1}$]
ν	Viscosité cinématique de l'air [m^2 s^{-2}]
ρ	Masse volumique de l'air [kg m^{-3}]
σ	Constante de Stephan-Boltzmann (σ= 5.669 10-8 w.m^{-2}.K^{-4})
Φ	La dissipation de la chaleur due au frottement visqueux [J $m^{-3}s^{-1}$]
Indices	
c	constant
entrée	A l'entrée du canal
f	Fluide
j	Jet de fente

m	Moyenne
n	Coordonnées normales adimensionnelles (représente la direction x ou y selon l'orientation de la face)
s	La longueur périphérique de l'obstacle
sl	solide
sortie	A la sortie du canal
w	Parois
*	Dimensionnelle

Introduction générale

Introduction générale

Grâce aux progrès technologiques réalisés dans le domaine de l'électronique, les composants ont l'avantage de devenir de plus en plus performants tout en étant de plus en plus petits. Dans ce contexte, les densités surfacique et volumique de chaleur à évacuer deviennent plus importantes. Dans de multiples marchés, tels l'aaéronautique, le spatial, le naval ou les systèmes informatiques, ces composants électroniques sont très abondants et dégagent une chaleur non négligeable lorsqu'ils sont en fonctionnement, ce qui peut les endommager. En effet, les plages de température des composants ne peuvent excéder un intervalle de -20 °C à 40 °C en fonctionnement. En conséquence, il est nécessaire de refroidir ces composants soumis à une forte chaleur pour un fonctionnement optimal et durable.

Lorsqu'un composant électronique est parcouru par un courant électrique créé par des porteurs de charges, ces derniers interagissent avec les atomes du composant, ce qui induit une résistance au déplacement. Ainsi, pour contrer cette résistance, il faut fournir une puissance suffisante qui est ensuite dissipée sous forme de chaleur lors des interactions entre atomes : c'est l'effet Joule**.** Cette chaleur doit être évacuée par des méthodes telles que présentées dans le chapitre I.

Le but visé de cette étude est de procéder à l'étude du refroidissement de composants électroniques par convection forcée en vue d'abaisser la température de ceux-ci pour éviter leur endommagement. Cette étude est à la fois une mise en application des connaissances théoriques de transferts thermiques ainsi que des méthodes numériques de Dynamique des Fluides numérique **(***CFD - Computational Fluid Dynamics*); en effet, il y a un couplage entre Mécanique des Fluides et Thermique. Cette étude sera effectuée avec le logiciel de *CFD* ANSYS Fluent. En effet, cette étude s'intéresse à l'amélioration du transfert de chaleur par convection autour des blocs chauffés situés dans un canal horizontal. L'amélioration est réalisée avec des déflecteurs d'écoulement de forme multiple installé à l'arrière de chaque bloc. L'effet de la forme et de la position des déflecteurs d'écoulement sur la structure de l'écoulement de fluide, les contours de température et le nombre de Nusselt moyen a été exploré.

Afin de mener à bien ce travail, nous avons opté à deviser ce mémoire en quatre chapitres qui sont structurés de la manière suivante :

- Un premier chapitre qui sera dédié aux généralités en rapport avec le phénomène.

- Le deuxième chapitre détaille la géométrie, la modélisation mathématique du problème et les conditions aux limites bidimensionnelles.
- Enfin, le troisième chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus par simulations numériques, la structure générale de l'écoulement suivie de la présentation du champ thermique et le nombre de Nusselt moyen avec les commentaires nécessaires. Une étude paramétrique, où les effets des principaux paramètres sont traités, est donnée à la fin de chaque section.

Finalement, la conclusion de ce manuscrit sera accompagnée d'un ensemble de perspectives envisagées pour les travaux qui seront réalisés à l'avenir.

Chapitre I : Généralités

1.1. Généralités sur le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est un phénomène physique qui décrit le mouvement de l'énergie thermique d'un corps chaud vers un corps froid. Il peut se produire par conduction, convection ou rayonnement. Le transfert de chaleur est un concept important dans de nombreuses applications, allant de la conception de moteurs à combustion interne à la production d'énergie solaire. Sa compréhension et sa maîtrise sont donc essentielles pour de nombreux domaines d'activité, y compris l'ingénierie, la physique, la météorologie, la climatologie, la biologie et bien d'autres encore.

1.1.1. Les mécanismes de transfert thermique

On peut classifier les mécanismes de transfert de chaleur en trois modes distincts :

a) Conduction

La conduction est l'un des trois modes de transfert de chaleur et se produit lorsque la chaleur se propage à travers un matériau solide ou stationnaire, d'une région à une autre, sans déplacement macroscopique de la matière. Cela se produit en raison des interactions des atomes et des molécules qui constituent la matière, où les plus énergétiques transfèrent de l'énergie thermique aux moins énergétiques. Plus la différence de température entre les deux régions est grande, plus le taux de transfert de chaleur par conduction est élevé. La conduction est décrite par l'équation de la chaleur, qui est une équation aux dérivées partielles qui modélise le comportement thermique des matériaux.

Si le transfert de chaleur se produit le long d'un seul axe, appelé axe des x, la loi de Fourier (Incropera et DeWitt 1996) qui décrit la conduction thermique peut être exprimée comme suit :

$$q_x = -k\frac{dT}{dx} \tag{1.1}$$

b) Convection

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit lorsqu'un fluide (liquide ou gaz) est en mouvement et transporte de la chaleur d'un endroit à un autre. Cela peut se produire naturellement, comme dans le cas des courants océaniques ou des vents, ou de manière forcée, comme dans le cas d'un fluide circulant à travers un tuyau.

La convection peut être classée en trois types : la convection forcée et la convection naturelle et la convection mixte.

- **La convection forcée**

La convection forcée est un mécanisme de transfert de chaleur qui se produit lorsqu'un fluide est forcé à circuler par une source externe telle qu'une pompe ou un ventilateur. Dans le cas d'un écoulement laminaire, la convection forcée peut être caractérisée par le nombre de Reynolds et le nombre de Nusselt (Bejan 2004).

$$\mathrm{Re} = \frac{\text{force d'inertie}}{\text{force de dissipation visqueuse}} \tag{1.2}$$

- **La convection naturelle**

La convection naturelle, également appelée convection libre, est un mode de transfert de chaleur qui se produit en raison des différences de densité résultant de la variation de la température. Contrairement à la convection forcée, il n'y a pas de pompage externe qui force le fluide à circuler. Au lieu de cela, le fluide se déplace naturellement en raison de la différence de densité causée par la variation de température. Un exemple courant de convection naturelle est le mouvement des fluides dans une pièce chauffée par un radiateur, où l'air chaud monte et l'air froid descend pour maintenir une circulation naturelle (Bejan 1993). La convection naturelle est principalement dépend du nombre de Rayleigh (Ra) ou de Grashof (Gr) :

$$\mathrm{Ra} = \frac{\text{poussée d'Archimède}}{\text{force de traînée visqueuse} \times \text{taux de diffusion de la chaleur}} \tag{1.3}$$

$$\mathrm{Gr} = \frac{\text{forces de flottabilité}}{\text{forces visqueuses}} \tag{1.4}$$

- **La convection mixte**

La convection mixte se réfère à un type de transfert de chaleur qui implique à la fois la convection forcée et la convection naturelle. Il peut se produire dans des situations où la convection forcée et la convection naturelle sont simultanément présentes. La convection mixte est influencée par plusieurs facteurs tels que la vitesse du fluide, la température, la viscosité, la densité et la conductivité thermique.

Le comportement de la convection mixte peut être décrit par les nombres adimensionnels tels que le nombre de Grashof, et le nombre de Reynolds. La compréhension de ces nombres adimensionnels est essentielle pour prédire et contrôler la convection mixte dans des situations réelles. L'effet relatif de la flottabilité sur la convection mixte peut être exprimé par le nombre de Richardson :

$$\mathrm{Ri} = \frac{\mathrm{Gr}}{\mathrm{Re}^2} \tag{1.5}$$

Les critères suivants peuvent être utilisés pour vérifier l'importance de la convection naturelle dans le transfert de chaleur : (Incropera et DeWitt 1996) :

- Si Ri>> 1 la convection libre est dominante.
- Si Ri<< 1 la convection forcée est dominante.
- Si Ri≈1 la convection est dite mixte.

c) Rayonnement

Le rayonnement est une forme de transfert d'énergie qui se produit par l'émission d'ondes électromagnétiques. Il ne nécessite pas de milieu pour se propager, contrairement à la conduction et à la convection, et peut donc se produire dans le vide. Le rayonnement électromagnétique peut être émis par des objets à toutes les températures, bien que la fréquence et l'intensité du rayonnement varient en fonction de la température. Les corps qui émettent beaucoup de rayonnement électromagnétique sont appelés corps noirs, et leur rayonnement est décrit par la loi de Stephan-Bolztman (Incropera et DeWitt 1996). Le rayonnement joue un rôle important dans de nombreux domaines, notamment la thermodynamique, l'astrophysique et la communication sans fil.

1.1.2. Transfert de chaleur conjugué

Le transfert de chaleur conjugué est un type de transfert de chaleur entre solides et fluides. Ce type de transfert de chaleur comprend à la fois le transfert de chaleur par convection (entre fluides) et par conduction (entre solides), ainsi que la convection forcée et la convection naturelle. Les applications courantes et les cas d'utilisation de ce type de simulation thermique comprennent le refroidissement de l'électronique, les échangeurs de chaleur, les machines industrielles, etc.

1.1.3. Problème de température pour les puces électroniques

Le problème de température pour les puces électroniques se réfère à la difficulté de maintenir une température stable et sûre dans les circuits électroniques. Les circuits électroniques génèrent de la chaleur lorsqu'ils sont en fonctionnement, et si cette chaleur n'est pas dissipée de manière efficace, elle peut endommager les composants électroniques et réduire leur durée de vie. Les problèmes de température peuvent également limiter les performances des circuits électroniques, car une augmentation de la température peut entraîner une diminution de la vitesse de traitement et une augmentation des erreurs de fonctionnement. Pour résoudre ce problème, plusieurs techniques de refroidissement ont été développées, notamment l'utilisation de ventilateurs, de dissipateurs thermiques, de liquides de refroidissement et de matériaux à changement de phase. Les progrès dans la conception des circuits électroniques ont également permis de réduire la production de chaleur, ce qui a contribué à améliorer la dissipation de la chaleur et à maintenir des températures plus stables.

1.2. Technologie d'amélioration de transfert de chaleur pour le refroidissement de composants électroniques

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) ainsi que le changement de phase, comme l'ébullition, la condensation, la fusion et la solidification ont été utilisées dans la conception thermique des équipements électroniques. Mais aucune méthode de conception universelle ne peut être adoptée pour tous les systèmes électroniques. Bergles et al. (1983) ont identifié 13 techniques d'amélioration de transfert de chaleur. Ces techniques sont séparées en deux groupes : techniques « passives » et « actives ». Les techniques passives utilisent des géométries de surface spéciales ou des additifs fluides pour l'amélioration. Les techniques actives nécessitent une alimentation externe, telles que des champs électriques ou acoustiques et les vibrations de surface. Lorsque deux ou plusieurs de ces techniques sont utilisées simultanément, on dit que l'amélioration est composée. Pour les techniques de refroidissement des composants électroniques, on peut les résumer brièvement comme suit (Yeh 1995):

a) Refroidissement par liquide

Le refroidissement des équipements électroniques par liquide (figure 1.1) est une technique efficace pour dissiper la chaleur générée par les composants électroniques. Cette

méthode est utilisée pour refroidir des composants tels que des processeurs, des circuits intégrés, des transistors et des capteurs. Les liquides utilisés pour le refroidissement peuvent être de l'eau, des huiles minérales, des huiles de silicone ou des liquides fluorés. Le liquide est pompé à travers un système de tuyaux ou de canaux pour circuler autour des composants électroniques à refroidir. Lorsque le liquide circule, il absorbe la chaleur générée par les composants électroniques et est ensuite dissipé à l'extérieur de l'équipement électronique via un échangeur de chaleur. Le refroidissement par liquide peut offrir une meilleure performance de refroidissement que le refroidissement par air, car les liquides ont une capacité thermique plus élevée et une conductivité thermique plus élevée que l'air. En outre, le refroidissement par liquide permet une dissipation de la chaleur plus uniforme sur les composants électroniques. Cependant, le refroidissement par liquide peut être plus coûteux à mettre en place et nécessiter des précautions supplémentaires pour éviter les fuites de liquide.

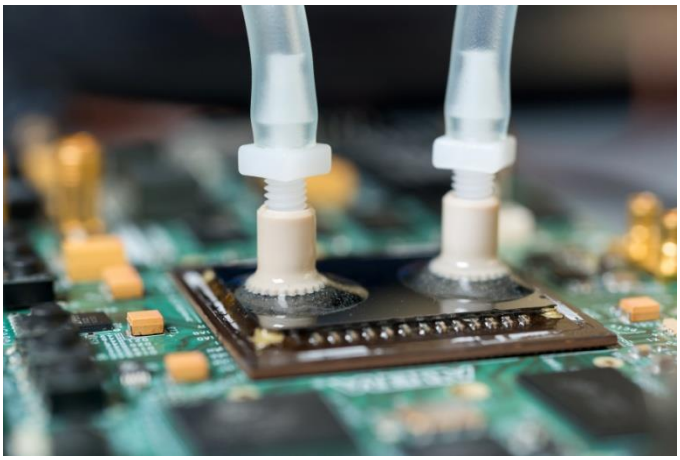


Figure 1.1 : Conduits de liquide transportent le liquide de refroidissement vers des canaux spécialement construits et gravés à l'arrière des circuits intégrés *FPGA* (*Field-Programmable Gate Array*) pour offrir un refroidissement plus efficace.

b) Refroidissement par air

Le refroidissement par air (figure 1.2) est une méthode courante de dissipation de chaleur pour les équipements électroniques tels que les ordinateurs, les serveurs et les équipements de télécommunications. Le refroidissement par air présente plusieurs avantages par rapport à d'autres méthodes de refroidissement, notamment sa simplicité et son faible coût. Il est également facile à mettre en œuvre et ne nécessite pas de liquide de refroidissement, ce qui réduit les risques de fuites et de dommages pour les composants

électroniques. Cependant, le refroidissement par air peut présenter des inconvénients dans certaines situations, notamment lorsque la densité de puissance est élevée ou lorsque la température ambiante est élevée. Dans ces cas, la dissipation de chaleur par air peut ne pas être suffisante pour maintenir une température stable et sûre pour les composants électroniques. Des techniques de refroidissement plus avancées, telles que le refroidissement liquide ou le refroidissement par immersion, peuvent être nécessaires pour répondre à ces besoins.

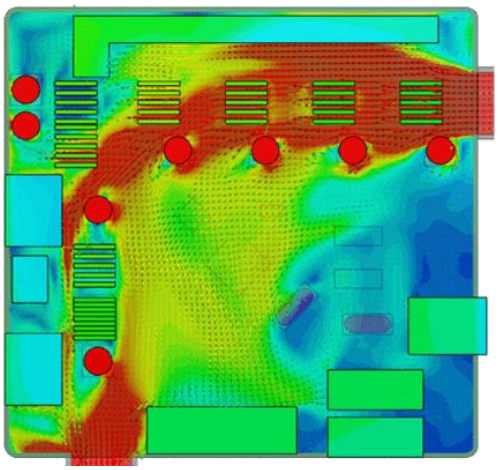


Figure 1.2 : Analyse par *CFD* du refroidissement par air d'un équipement électrique.

c) Refroidissement par dissipateurs thermiques

Le refroidissement par dissipateurs thermiques est une méthode courante de dissipation de chaleur pour les équipements électroniques (figure 1.3). Cette méthode implique l'utilisation de pièces métalliques, appelées dissipateurs thermiques, pour augmenter la surface d'échange thermique et améliorer l'efficacité du refroidissement. Les dissipateurs thermiques sont généralement fabriqués en aluminium ou en cuivre, qui sont des matériaux conducteurs de chaleur. Le fonctionnement du refroidissement par dissipateurs thermiques est relativement simple. Les composants électroniques génèrent de la chaleur, qui est transférée à travers la base du dissipateur thermique. Le dissipateur thermique est ensuite conçu de manière à maximiser la surface d'échange thermique avec l'air ambiant, ce qui permet de transférer efficacement la chaleur de l'équipement électronique vers l'extérieur. Les dissipateurs thermiques présentent plusieurs avantages par rapport à d'autres méthodes de refroidissement, notamment leur simplicité et leur faible coût. Ils sont également facilement adaptables à une grande variété d'équipements électroniques et peuvent être conçus pour fonctionner dans des environnements avec des températures élevées. Cependant, ils peuvent

être limités par leur capacité à dissiper la chaleur, en particulier pour les équipements électroniques à haute densité de puissance. Dans ces cas, des techniques de refroidissement plus avancées, telles que le refroidissement liquide, peuvent être nécessaires pour assurer une dissipation de chaleur efficace.

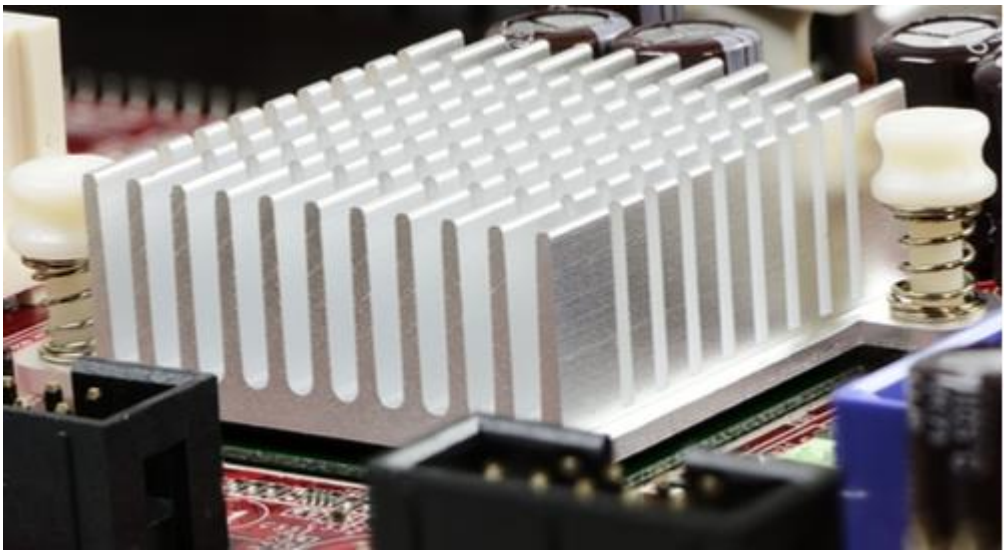


Figure 1.3 : Dissipateur thermique monté sur une carte de circuit imprimé.

d) Refroidissement par perturber d'écoulement

Dans de nombreuses applications d'ingénierie, l'écoulement autour d'obstacles est essentiel. Ces obstacles sont utilisés pour perturber l'écoulement de fluide et ainsi créer un écoulement oscillant. Aussi, ils peuvent également être utilisés pour diriger le fluide vers des zones spécifiques. La dimension, la forme, la position et la vibration de l'obstacle peuvent être contrôlées pour réguler l'écoulement. Ce type de refroidissement est investigué par de nombreux chercheurs afin d'augmenter le transfert de chaleur dans l'électronique,

1.2. Conclusion

Dans ce chapitre, nous présentons des informations générales sur le transfert de chaleur, les problèmes liés à l'augmentation de la température dans les systèmes électroniques et les techniques les plus courantes utilisées pour contrôler les températures élevées dans les systèmes électroniques et assurer la sécurité des systèmes électroniques en fonction de la température.

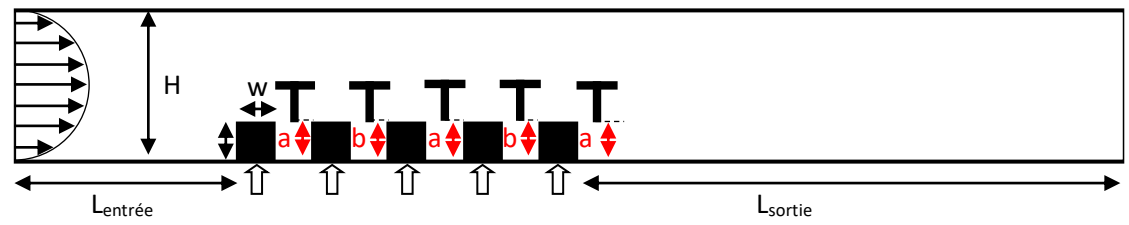
Chapitre II :
Modèle physique et formulation mathématiques

2.1. Introduction

La présente étude traite le phénomène de convection forcée dans un canal horizontal qui contient cinq blocs chauffés. Les blocs sont fixés sur la paroi inférieure du canal. Les cas étudiés sont traités sous un écoulement laminaire dans les régimes stationnaire. Le présent chapitre a pour but d'exposer les expressions mathématiques qui régissent le transfert de chaleur et l'écoulement d'un fluide dans notre géométrie. Les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont les principaux facteurs qui régissent ces phénomènes physiques. Outre ces équations, des conditions initiales et des conditions aux limites devront être également prises en compte pour parfaire l'étude.

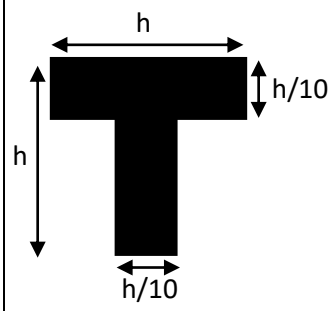
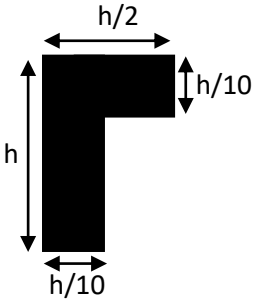
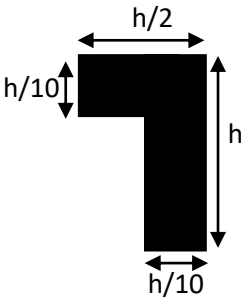
2.2. Modèle physique

La figure 2.1 illustre le modèle physique examiné dans le cadre de cette étude. La configuration géométrique du système est constituée de deux plaques parallèles (2D), dans laquelle cinq blocs chauffés sont disposés (figure 2.1). Toutes les dimensions sont sans dimension, par rapport à la largeur du canal H. Les dimensions des blocs chauffés sont équivalentes ($w = h = \frac{H^*}{4} = 0{,}25$). De plus, des déflecteurs d'écoulement de forme multiple sont installés derrière chaque bloc (Tableau 2.1). Les parois du canal sont adiabatiques, à l'exception de la base des blocs chauffés qui sont soumis à un flux de chaleur uniforme. Un écoulement forcé est appliqué à l'entrée du canal ($u_{entrée}$). La troisième dimension (la direction normale à la figure) étant trop grande par rapport aux autres dimensions, on peut considérer que le problème est bidimensionnel (2D).



⇧: Flux de chaleur (q")

Figure 2.1 : Configurations géométriques du problème étudie.

Tableau 2.1 : Les formes géométriques et les symboles des déflecteurs utilisés dans la présente étude.			
La forme géométrique des déflecteurs			
Le symbole du déflecteur	**T**	**L'droit**	**L'gauche**

2.3. Équations bilans

2.3.1. Équation de conservation de la masse

L'équation de continuité, qui décrit le principe de conservation de la masse en mécanique des fluides, peut être exprimée selon White (1991) de la manière suivante.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t^*} = \text{div}\, \rho\overrightarrow{V^*} \tag{2.1}$$

Où ρ est la masse volumique et $\vec{V}$ est le vecteur de la vitesse.

2.3.2. Équation de conservation de la quantité de mouvement

L'équation de bilan de la quantité de mouvement en mécanique est généralement exprimée sous la forme par suivant (White 1991).

$$\rho \frac{D\overrightarrow{V^*}}{Dt^*} = \rho\vec{g} - \nabla p^* + \nabla.(\mu\nabla\overrightarrow{V^*}) \tag{2.2}$$

Avec :

$$\frac{D\overrightarrow{V^*}}{Dt^*} = \frac{\partial\overrightarrow{V^*}}{\partial t^*} + \overrightarrow{V^*}.\nabla\overrightarrow{V^*} \tag{2.3}$$

Où :

- $\rho\vec{g}$: est le vecteur des forces de volume.
- $\vec{g}$: est le vecteur de gravité.
- μ : est la viscosité dynamique du fluide.
- $\rho \frac{D\overrightarrow{V^*}}{Dt^*}$: représente le taux de variation de quantité de mouvement.
- $\nabla.(\mu\nabla\overrightarrow{V^*})$: représente les forces nettes de viscosité.

- ∇p^* : représente les forces dues à la pression.

2.3.3. Équation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie pour un fluide visqueux est décrite comme suit (White 1991) :

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt^*} = \nabla.(k\nabla T) + \frac{Dp^*}{Dt^*} + \Phi \qquad (2.4a)$$

Dans le cas d'un transfert de chaleur conjugué, l'échange de chaleur se produit entre une phase fluide et une phase solide situées dans la même zone. La solution de l'équation de l'énergie doit donc également tenir compte de la région solide adjacente ou environnante. Pour un solide l'équation de l'énergie s'écrit sous la forme suivante :

$$\rho_{sl} c_{p_{sl}} \frac{DT}{Dt^*} = \nabla.(k_{sl}\nabla T) \qquad (2.4b)$$

Dans la région du solide, l'indice sl réfère aux propriétés du solide.

Avec :

$$\frac{DT}{Dt^*} = \frac{\partial T}{\partial t^*} + \vec{V}.\nabla T \qquad (2.5)$$

Où :

- $\rho c_p \frac{DT}{Dt^*}$: La variation totale d'énergie.
- $\nabla.(k\nabla T)$: La variation d'énergie par conduction.
- k : La Conductivité thermique du fluide.
- c_p : La Chaleur spécifique à pression constante.
- $\frac{Dp^*}{Dt^*}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.
- Φ : La dissipation de la chaleur due au frottement visqueux.

2.4. Hypothèses simplificatrices

Afin de simplifier la résolution des équations précédentes et de minimiser les dépenses en temps et en coûts de calcul, certaines hypothèses sont établies.

- L'écoulement est stationnaire
- Le fluide est newtonien, visqueux et incompressible (air, Pr=0,72).
- Le régime est laminaire.
- L'écoulement est bidimensionnel selon x et y.

- La dissipation visqueuse est négligeable ($\Phi = 0$).
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligé.
- Toutes les propriétés physiques (c_p, ρ, μ et k …etc.) sont supposées constantes et sont évaluées à la température de référence.
- L'effet de la force de flottabilités est négligeable (Convection forcée pure).

Il est essentiel de prendre en compte que ces hypothèses ont été validées et appliquées par de multiples auteurs, Kim et al. (1998), Korichi et Oufer (2007), Tsay et Cheng (2008), Luviano-Ortiz et al. (2008), Selimefendigil et Öztop (2014).

2.5. Équations simplifiées du problème

Une fois que les hypothèses énoncées précédemment ont été appliquées, les équations régissant le phénomène physique analysé sont simplifiées et prennent les formes suivantes :

2.5.1. Équation de continuité

L'équation de continuité se présente sous la forme suivante :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \tag{2.6}$$

u^*et v^* correspondent aux éléments du champ de vitesse selon la direction $x*$et $y*$, respectivement.

2.5.2. Équations de quantité de mouvement

Le système d'équations aux dérivées partielles connu sous le nom d'équations de Navier-Stokes est obtenu en projetant l'équation résultante (Après les hypothèses) sur les axes (x, y).

Suivant x^*:

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \mu\left[\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}\right] \tag{2.7}$$

Suivant y^*:

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \mu\left[\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}}\right] \tag{2.8}$$

2.5.3. Équation de l'énergie

Suite aux hypothèses évoquées précédemment (section 2.4), les équations d'énergie pour les phases fluide (éq 2.9a) et solide (éq 2.9b) s'expriment de la manière suivante :

$$u^* \frac{\partial T}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T}{\partial y^*} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^{*2}}\right] \quad (2.9a)$$

$$\alpha_{sl} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^{*2}}\right] = 0 \quad (2.9b)$$

Avec :

- T : est la température.
- $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$: est la diffusivité thermique du fluide.
- $\alpha_{sl} = \frac{k_{sl}}{\rho_{sl} C_{p_{sl}}}$: est la diffusivité thermique de solide.

2.6. Formulation adimensionnelle

La formulation adimensionnelle est une approche utilisée en science pour exprimer les équations et les paramètres physiques sans faire référence à des unités spécifiques. Elle permet de réduire le nombre de variables et de simplifier les équations pour les rendre plus facilement compréhensibles et comparables. Cette méthode est utilisée dans de nombreux domaines de la physique, tels que la mécanique des fluides, la thermodynamique et l'électromagnétisme. Les grandeurs adimensionnelles qui en résultent sont des nombres sans unité, tels que le nombre de Reynolds ou le nombre de Mach, qui peuvent fournir des informations importantes sur le comportement des systèmes physiques. Afin d'adimensionner les équations de bilan susmentionnées, on utilise les grandeurs caractéristiques suivantes :

- La largeur du canal, H^*, pour la longueur.
- La vitesse moyenne à l'entrée, (u_m^*), pour les vitesses.
- Le paramètre, $\rho . {u_m^*}^2$, pour la pression.
- Le paramètre, $(q". H^*/k_f)$, pour la température.

Les variables adimensionnelles adoptées dans cette étude sont les suivantes :

$$x = \frac{x^*}{H^*};\ y = \frac{y^*}{H^*};\ u = \frac{u^*}{u_m^*};\ v = \frac{v^*}{u_m^*};\ \theta = \frac{(T - T_0)}{(q".H^*/k_f)};\ p = \frac{p^*}{\rho . {u_m^*}^2} \quad (2.10)$$

Avec :

- H^* : Hauteur caractéristique.
- T_0 : La température de l'air à l'entrée du canal.
- $\rho . u_m^{*2}$: Pression caractéristique.
- $(q".H^*/k_f)$: Température caractéristique.
- u_m^* : Vitesse moyenne caractéristique à l'entrée du canal.

En utilisant les variables adimensionnelles présentées auparavant, les équations de bilans qui régissent la convection forcée dans notre étude peuvent être exprimées de manière adimensionnelle, comme suit :

2.6.1. Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{2.11}$$

2.6.2. Équations de quantité de mouvement (Navier-Stokes)

- Suivant x :

$$\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{2.12}$$

- Suivant y :

$$\left(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{2.13}$$

2.6.3. Équations de l'énergie

- Pour la phase fluide:

$$\left(u\frac{\partial \theta_f}{\partial x} + v\frac{\partial \theta_f}{\partial y}\right) = \frac{1}{Pe}\left(\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial y^2}\right) \tag{2.14}$$

- Pour la phase solide:

$$\alpha_s\left(\frac{\partial^2 \theta_{sl}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta_{sl}}{\partial y^2}\right) = 0 \tag{2.15}$$

Avec : $\alpha_s = \frac{k_{sl}}{k} . \frac{1}{Pe} . \frac{\rho\, C_p}{\rho_{sl} C_{p_{sl}}}$

2.7. Nombres sans dimensions

Les nombres sans dimensions sont des quantités numériques qui sont exprimées sans unités de mesure. Ils sont utilisés en science et en ingénierie pour représenter des ratios, des proportions ou des valeurs relatives qui sont indépendantes des unités de mesure utilisées pour les quantités physiques sous-jacentes. Ces nombres sans dimensions permettent de simplifier les équations physiques, d'exprimer des lois universelles et de faciliter la comparaison entre différents systèmes ou phénomènes.

Les équations adimensionnelles qui décrivent notre phénomène physique (section 2.6) contiennent des nombres adimensionnels contrôlant le comportement de notre problème physique. Ces nombres caractéristiques sont définis comme suit :

- **Nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds (Re) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser le régime d'écoulement d'un fluide (laminaire (Re < 2300), turbulent (Re > 4000) ou de transition (2300 < Re < 4000)). Il est défini comme le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité dans le fluide.

Mathématiquement, le nombre de Reynolds est donné par :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho u_m H^*}{\mu} = \frac{u_m H^*}{\nu} \tag{2.16}$$

- **Nombre de Prandt**

Le nombre de Prandt est une grandeur adimensionnelle utilisée en thermodynamique pour caractériser les propriétés des fluides. Il est défini comme le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) à la diffusivité thermique (diffusivité thermique). Le nombre de Prandt est nommé d'après le physicien allemand Ludwig Prandtl.

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu . c_p}{k_f} \tag{2.17}$$

- **Nombre de Péclet**

Le nombre de Péclet, nommé en l'honneur du physicien français Eugène Péclet, est un paramètre sans unité qui est utilisé pour les transferts de chaleur et de masse. Il indique le rapport entre le transport par convection et le transport par diffusion, qu'il soit thermique ou

massique. Dans le cas du transfert de chaleur, il peut être calculé en multipliant le nombre de Reynolds par le nombre de Prandtl. Si l'on considère uniquement le transfert de chaleur, le nombre de Péclet représente le rapport entre le transfert de chaleur par convection et celui par conduction.

$$\mathrm{Pe} = \mathrm{Re}.\,\mathrm{Pr} = \frac{u_m H^*}{\alpha} \tag{2.18}$$

2.8. Conditions initiales et aux limites adimensionnelles

En physique et en mathématiques, les équations aux dérivées ordinaires et les équations aux dérivées partielles sont souvent utilisées pour modéliser les systèmes physiques. Cependant, pour résoudre ces équations, il est nécessaire de spécifier des conditions aux limites, qui sont des contraintes sur les valeurs que peuvent prendre les solutions sur une frontière donnée. Les conditions aux limites sont nombreuses et dépendent de la nature de l'équation ainsi que de la formulation du problème et du nombre de variables impliquées. En revanche, les conditions initiales sont les éléments nécessaires pour déterminer la solution complète et, si possible, unique d'un problème. Elles décrivent l'état du système au moment initial, c'est-à-dire l'état de départ. Pour les équations aux dérivées partielles utilisées pour décrire les phénomènes physiques, les conditions initiales sont essentielles pour bien définir le domaine physique, fermer le modèle mathématique et atteindre la solution souhaitée. Dans ce contexte, les conditions hydrodynamiques et thermiques peuvent être choisies pour spécifier les conditions initiales nécessaires à la résolution du problème. Le tableau suivant résume les différentes conditions aux limites imposées sous forme adimensionnelles.

Tableau 2.2 : Conditions aux limites utilisées.

Bord de la géométrie	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
Entrée de canal	$\frac{\partial p}{\partial x} = 0;$ $u_{entrée} = 6y(1-y);\ v = 0$	$\theta_f = 0$
Sortie de canal	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0;$ La pression égale à la pression ambiante	$\frac{\partial \theta_f}{\partial x} = 0$
Parois	$u = v = 0$	$\frac{\partial \theta_f}{\partial x} = 0$
Base du chaque Source de chaleur	$u = v = 0$	q"= 1
Aux interfaces solide-liquide	$u = v = 0$	$\theta_f = \theta_{sl};\ k_f \frac{\partial \theta_f}{\partial n} = k_{sl} \frac{\partial \theta_{sl}}{\partial n}$

2.9. Présentation des résultats

Les résultats de cette étude sont examinés, analysés et interprétés en utilisant des lignes de courant et des isothermes sous une forme adimensionnelle. Cette méthode permet de généraliser les résultats obtenus et de faciliter leur comparaison avec d'autres études. En outre, pour évaluer le taux de transfert de chaleur par convection sur les parties des blocs chauffés en contact avec le fluide de refroidissement, le nombre de Nusselt est utilisé. Ce nombre est une mesure importante pour évaluer l'efficacité du refroidissement et peut fournir

des informations précieuses pour l'optimisation du design et l'amélioration des performances du système.

2.9.1. Les lignes de courant

Les lignes de courant sont des trajectoires imaginaires tracées dans un champ de vecteurs pour représenter le mouvement d'un fluide. Elles sont tangentes à la direction du champ de vitesse à chaque point et ne se croisent jamais. Les lignes de courant sont donc un outil utile pour visualiser et comprendre le mouvement des fluides dans des situations physiques et pour étudier les phénomènes de transport tels que le transfert de chaleur.

2.9.2. Les isothermes

Les isothermes sont des lignes imaginaires tracées sur un graphique pour représenter les zones d'une substance ou d'un système ayant une température constante. En d'autres termes, les isothermes relient les points ayant la même température. Les isothermes sont souvent utilisées en physique et en chimie pour étudier les transferts de chaleur et de matière, ainsi que pour visualiser les changements d'état et les réactions chimiques.

2.9.3. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre sans dimension utilisé pour quantifier les transferts de chaleur entre un fluide et une surface solide en contact avec celui-ci. Le nombre de Nusselt est spécifiquement utilisé pour caractériser le transfert de chaleur par convection, c'est-à-dire le transfert de chaleur dû à la circulation du fluide autour de la surface solide. Le nombre de Nusselt est déterminé en comparant le transfert de chaleur convectif à celui qui serait observé si la surface solide était en contact avec un fluide stagnant.

On le définit de la manière suivante :

$$Nu_x = \frac{h_c . H^*}{k_f} \qquad (2.19a)$$

Le nombre de Nusselt local peut également s'écrire sous la forme d'un gradient de température adimensionné à la paroi comme suit :

Il est possible de représenter le nombre de Nusselt local sous une forme alternative, qui exprime le gradient de température adimensionnel à la paroi.

$$\mathrm{Nu_x} = -\frac{1}{\theta_s}\frac{\partial \theta_f}{\partial n} \qquad (2.19b)$$

Où :

- θ_s : est la température de la périphérie de l'obstacle.
- *n* : représente la direction x ou y selon l'orientation de la face.
- *s* : est la longueur périphérique de l'obstacle.

La moyenne du nombre de Nusselt pour une surface peut être exprimée mathématiquement à l'aide de la formule suivante :

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{1}{A}\int_A \mathrm{Nu}_s \, ds \qquad (2.19c)$$

Avec *A* est la surface qui délimite l'obstacle.

2.10. Conclusion :

Ce chapitre a présenté les équations aux dérivées partielles dimensionnelles et adimensionnelles qui régissent la convection forcée en régime laminaire stationnaire dans un canal rectangulaire horizontal en 2D. Le problème a été formulé en utilisant les paramètres de contrôle clés, à savoir Re, Pr et Pe. Pour simplifier l'étude, certaines hypothèses ont été adoptées pour éliminer les facteurs négligeables. Le système d'équations a été complété par des conditions aux limites appropriées pour le problème physique.

Chapitre III :
Résultats et discussion

3.1. Introduction

Le présent chapitre portera sur les résultats de la simulation numérique liés au phénomène abordé dans les chapitres antérieurs. L'objectif de cette étude consiste à analyser l'impact de la présence des déflecteurs d'écoulement installés en aval des blocs chauffé sur la dynamique du fluide ainsi que sur le transfert thermique. Pour comprendre ce phénomène, l'influence de divers paramètres, tels que la géométrie et la position des déflecteurs, sera examinée à Re=400. Avant de procéder à la simulation numérique, il est impératif d'effectuer des études préliminaires de faisabilité et d'optimisation du maillage. Tout d'abord, l'indépendance du maillage doit être évaluée afin d'optimiser le temps de simulation et de garantir que la solution obtenue présente une précision acceptable avec une quantité de données optimale, de manière à économiser les ressources matérielles et le temps de calcul. Ensuite, une étude de faisabilité doit être menée pour reproduire la solution d'un phénomène similaire sous les mêmes conditions que celles de la solution déjà publiée et connue. Une fois que ces étapes ont été franchies, l'étude du comportement global du phénomène sera entreprise, suivie d'une étude paramétrique visant à identifier les différents paramètres pouvant influencer à la fois le transfert de chaleur et l'écoulement.

Dans cette étude, les équations gouvernantes combinées aux conditions aux limites présentées dans le chapitre précédent sont résolues par la méthode des volumes finis à l'aide du solveur Fluent® d'Ansys. L'algorithme SIMPLE est utilisé. Le schéma d'upwind du second ordre est utilisé pour discrétiser les termes convectifs, tandis que le schéma de discrétisation par différenciation centrale du second ordre est utilisé pour les termes diffusifs. Les calculs sont effectués de manière itérative jusqu'à tous les résidus des variables indépendantes seront inférieurs à 10-6.

3.2. Étude préliminaire

3.2.1. Sélection des paramètres adimensionnels

Une analyse succincte du phénomène a permis d'identifier les paramètres les plus importants pour cette étude, à savoir :

- Le premier paramètre est la forme géométrique des déflecteurs. Les dimensions des déflecteurs sont adimensionnelle et basé sur la largeur du canal (H). Pour ce paramètre, trois formes ont été considérées (T, L’droit, et L’gauche) comme indiqué dans le Tableau 2.1.

- Le deuxième paramètre est la position des déflecteurs (a=a*/H, b=b*/H) qui est mesurée par la distance adimensionnelle à partir du la paroi inférieure du canal. Trois valeurs de ce paramètre ont été examinées (a=b=0.125 ; a=b=0.25 ; a=0.125 et b=0.25).

Il convient de prendre en compte d'autres paramètres qui peuvent impacter la solution numérique, tels que les distances d'entrée et de sortie. La distance d'entrée correspond à la distance entre le point d'entrée et le premier bloc, tandis que la distance de sortie désigne la distance entre le dernier bloc et le point de sortie du canal. Ces facteurs doivent être minutieusement sélectionnés pour garantir l'obtention d'une solution indépendante et précise qui reflète correctement le phénomène physique étudié. Suite à plusieurs tests effectués, la longueur de l'entrée jusqu'au premier bloc a été définie à trois fois la largeur du canal ($L_{entrée}$=3H), tandis que la distance du dernier bloc à la sortie du canal a été fixée à L_{sortie}=20H.

3.2.2. Régimes d'écoulement

Dans un canal rainuré et Pour un rapport de blocage compris entre 0.33 et 0.66, McEntire et Webb (1990) ont constaté que l'écoulement est laminaire pour Re=1000. Dans le cas d'un canal rainuré ayant un rapport de blocage de 0.5, Farhanieh et al. (1993) ont rapporté que l'écoulement est laminaire à Re=1760. En plus, Herman et Kang (2001b) ont constaté que l'écoulement oscillatoire était encore laminaire dans un canal rainuré à Re=1050 et pour un rapport de blocage de 0.36. Young et Vafai (1998a) ont étudié le transfert de chaleur et l'écoulement des fluides dans un canal contenant cinq blocs chauffés. Ils ont observé que l'écoulement est laminaire et permanent. Pour la même configuration, Nacera Cheriet (2021) et al ont ajouté un déflecteur d'écoulement (Nac 0012) après chaque bloc. Ils ont trouvé que pour Re = 500, le régime est stationnaire. Des constatations similaires sont rapportées dans la littérature (Srinath DN, Mittal (2009) et Huang RF, Linf CL. (1995)). Ces études nous amènent à faire l'hypothèse que l'écoulement du fluide est laminaire et régulier (dans le chapitre précédent).

3.2.3. Indépendance du maillage

L'indépendance du maillage est une étape cruciale dans les simulations numériques. Il s'agit d'étudier la résolution du modèle pour différentes tailles de maillage, afin de s'assurer que les résultats ne dépendent pas de la finesse du maillage. En d'autres termes, il faut trouver une taille de maillage optimale qui permet d'obtenir une solution précise tout en minimisant le temps de calcul et les ressources matérielles nécessaires. Cette étape est importante car elle garantit que la solution est fiable et peut être utilisée pour prendre des décisions en toute confiance. Des tests ont été menés pour obtenir un maillage qui offre un équilibre optimal entre la précision de la simulation numérique et la consommation des ressources de calcul. Différents maillages ont été testés et les résultats ont été comparés en traçant sur une même figure l'évolution du nombre de Nusselt local en fonction de la distance périphérique. Les résultats ont été soigneusement examinés pour choisir le maillage le plus approprié pour l'étude du phénomène. Le choix d'un maillage adapté est crucial pour obtenir des résultats précis en simulation numérique. Pour cela, un maillage non uniforme a été privilégié dans les deux dimensions, avec une densité accrue près des parois des blocs et un espacement plus grand loin de ces derniers. Un taux d'expansion approprié a également été utilisé afin de capturer les gradients élevés des quantités physiques. Ce maillage permet ainsi de réduire le nombre de nœuds nécessaires tout en garantissant une précision suffisante pour décrire le phénomène étudié. Le choix du rapport d'expansion entre deux cellules voisines a été fait de façon à éviter les brusques variations des gradients numériques. Pour comparer les résultats obtenus avec différents maillages, quatre maillages ont été testés : 5900x45, 935x75, 1350x110 et 1950x145. Les résultats de cette comparaison sont présentés dans la Figure 3.1.

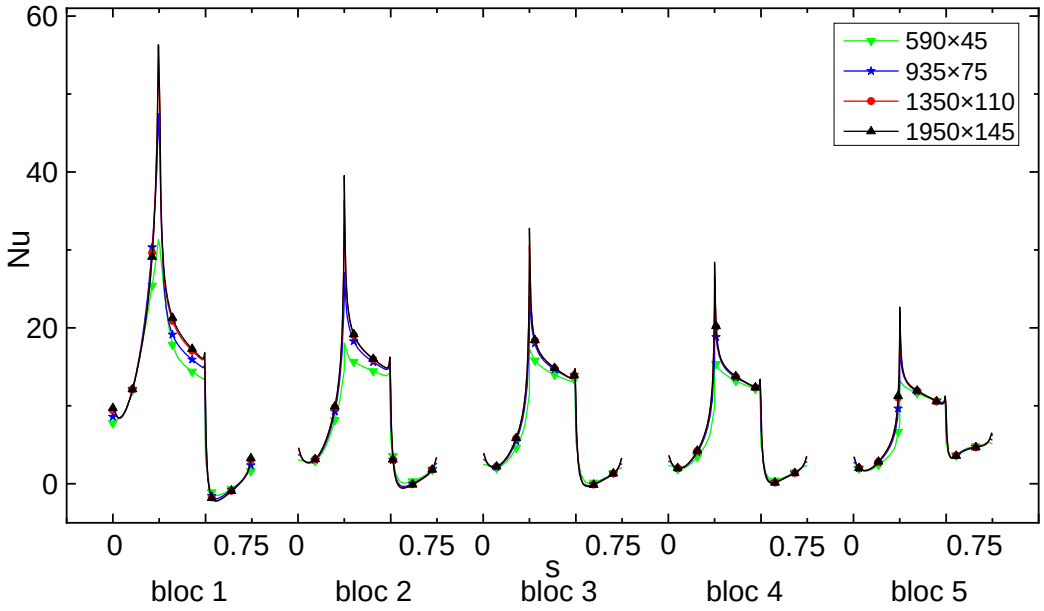


Figure 3.1 : Évolution du nombre de Nusselt local le long de la périphérie des blocs pour différents maillages à Re=1000.

Il est observé que pour un maillage dont la dimension est supérieure à 1350×110, les résultats sont presque similaires. L'écart maximal entre les nombres de Nusselt obtenus en utilisant les maillages de 1350×110 et 1950×145ne dépasse pas 2%. Par conséquent, pour garantir une indépendance des résultats avec une tolérance acceptable, un maillage de 1350x110 a été jugée suffisante pour le nombre de Reynolds étudié (Re=400).

3.2.4. Validation du model de calcul

Une vérification de la précision et de la validité des résultats numériques est effectuée en comparant les résultats de simulation avec ceux de Young et Vafai pour dans des conditions identiques, à savoir Re=1000, Pr=0.7. La figure 3.2 présente, la comparaison entre les profils de nombre de Nusselt de notre simulation, avec ceux obtenus par Young et Vafai (1998). À partir les résultats obtenus, on remarque que l'écart entre les deux solutions ne dépasse pas 3 %, alors on peut constater que les résultats obtenus au cours de cette étude sont très similaires à ceux des cas des références. Par conséquent, le code de calcul utilisé est valide et pourra être utilisé pour simuler des phénomènes physiques similaires. En examinant la figure 3.2, on peut comparer les profils de nombre de Nusselt issus de notre simulation avec ceux obtenus par Young et Vafai. Les résultats montrent un écart inférieur à 3%, ce qui indique une grande similitude entre les deux solutions. Ces résultats confirment la validité du code de calcul utilisé dans cette étude pour simuler des phénomènes physiques similaires. Par

conséquent, les conclusions de cette étude peuvent être considérées comme fiables et applicables à d'autres cas similaires.

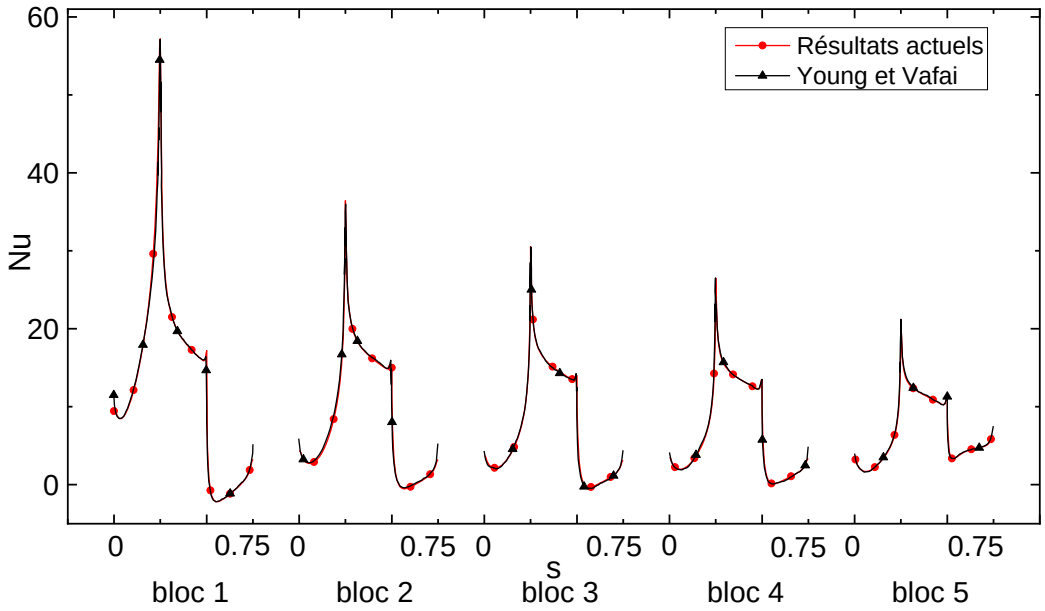


Figure 3.2 : Comparaison des Nusselt local obtenus par simulation avec ceux présentés par Young et Vafai (1998) à Re=1000, Pr=0.71 et k_s/k_f=10.

3.3. Présentation des résultats

Dans cette section les résultats obtenus par simulation numérique seront présentés et commentés pour les différentes combinaisons de paramètres du problème définis dans les chapitres précédents. Le calcul sera effectué avec des propriétés thermophysiques du fluide constant pour lesquelles le rapport de conductivité thermique solide sur fluide (k_s/k_f) est de 10 (ce qui correspond aux propriétés des semi-conducteurs) et le fluide considéré est l'air avec Pr = 0.72. Rappelons que dans cette étude les paramètres sont adimensionnés et tous les résultats obtenus par nos simulations sont adimensionnels. Pour avoir une idée globale sur le transfert thermique mis en jeu ainsi que le taux d'amélioration du transfert de chaleur, les résultats sont présentés sous forme des lignes de courant et de contours de température. Pour la quantification du transfert de chaleur, on utilise le nombre Nusselt local et moyen. Le nombre de Nusselt local est défini comme le rapport entre la chaleur transférée par convection et celle transférée par conduction à l'interface solide-liquide.

3.2.1. Champ dynamique

Les lignes de courant obtenu pour le cas d'un arrangement de cinq blocs avec déflecteurs sont présentées sur la figure 3.3a. le fluide s'écoule régulièrement. Les déflecteurs dirigent le débit d'air vers les cavités entre les blocs, ce qui élimine les zones de recirculation détectées dans le cas sans déflecteurs. Comme le montre la figure 3.3a, le flux pénètre dans la première cavité jusqu'à la moitié de la hauteur du bloc en raison de la présence d'une zone de recirculation qui occupe l'autre moitié de la cavité. Dans les autres cavités, le flux pénètre les espaces entre les blocs jusqu'à la profondeur complète. Les zones de recirculation qui se forment entre les blocs dans le cas où il n'y a pas de déflecteurs (figure 3.3b) sont créées par la haute pression du débit d'air dans la section de passage et de la basse pression dans les zones de cavités, cette différence de pression stocke l'air dans les cavités et créer des tourbillons. Dans le cas sans déflecteurs, les tailles des tourbillons dans les différentes cavités inter-blocs sont comparables. Pour les deux cas avec et sans déflecteurs, une grande zone de recirculation est observée dans la zone située en aval du dernier obstacle. La différence principale avec l'introduction des déflecteurs est que les cavités inter-blocs ne sont plus entièrement occupées par des vortex. De plus, le vortex situé après le dernier bloc est d'une taille plus grande par rapport au cas sans déflecteurs. La forme et la taille similaires des tourbillons entre les blocs dans le cas sans déflecteurs indiquent la possibilité d'une périodicité géométrique. Dans le cas où il y a des déflecteurs, il est important de noter que des zones de recirculation sont détectées sur la face supérieure du deuxième au cinquième bloc, et que la plus grande zone de recirculation est détectée sur la face supérieure du deuxième bloc. Pour les autres zones de recirculation et comme le montre la figure 3.3a, elles ont la même taille. Il est important de noter que les déflecteurs éliminent les zones de recirculation dans les espaces entre les blocs et poussent également la zone tourbillonnaire située au niveau de la face arrière du dernier bloc dans la direction du flux et libèrent la face arrière du contact avec la recirculation de l'air chaud.

(A)

(B)

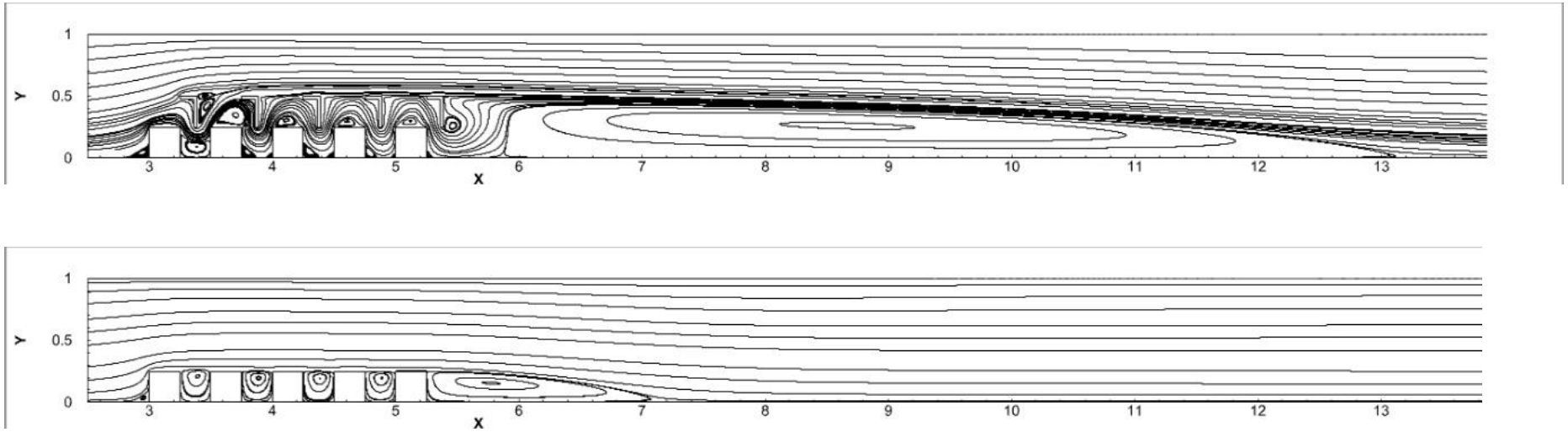


Figure 3.3 : Lignes de courant à Re=400 avec : (A) Avec déflecteurs (de forme L', gauche et position a=b=0.25) et (B) Sans déflecteurs.

3.3.2. Champ thermique

Les contours de température sont présentés sur la figure 3.4. Pour mettre en avant la différence par rapport au cas sans déflecteurs, les contours pour ce dernier cas sont présentés sur la même figure (figure 3.4b). On remarque que les contours de température imitent de très près la structure de l'écoulement. La première chose que nous avons remarquée par rapport au cas sans déflecteurs est que les deux premiers blocs sont mieux refroidis que le cas sans déflecteurs, la différence est remarquable. Pour le troisième bloc, le refroidissement pour les deux cas est approximativement le même. Du quatrième au cinquième bloc, le refroidissement pour les cas sans déflecteurs est inférieur à celui des cas avec déflecteurs. Il est à noter que pour les deux cas, lorsqu'on passe d'un bloc au bloc suivant, la température de bloc augmente. Ce qui fait que le 1er bloc est le plus froid et le dernier bloc est le plus chaud. La position de la température maximale dans le 5^{e} obstacle est située à l'intérieur et dans la base du bloc, légèrement orientés vers la gauche. Du point de vue du champ thermique, on voit clairement que les déflecteurs apportent des changements notables à la forme des isothermes dans les cavités des inter-blocs et dans la phase solide (comparé au cas sans déflecteurs figure 3.4b). Les déflecteurs modifient la structure du flux d'air qui perturbe la forme de la couche limite thermique au niveau des blocs. Les contours de température en phase solide prennent une forme parabolique inversée, la température augmente en suivant les contours vers la base chauffée. La présence d'air à l'intérieur des cavités est bénéfique à la fois pour la diffusion et la convection en raison du gradient de température élevée dans ces zones. De plus, elle réduit la température les deux premiers blocs par rapport au cas sans déflecteurs. La température des deux derniers blocs est plus élevée que dans le cas sans déflecteurs en raison de l'augmentation de la chaleur portée par le fluide de refroidissement.

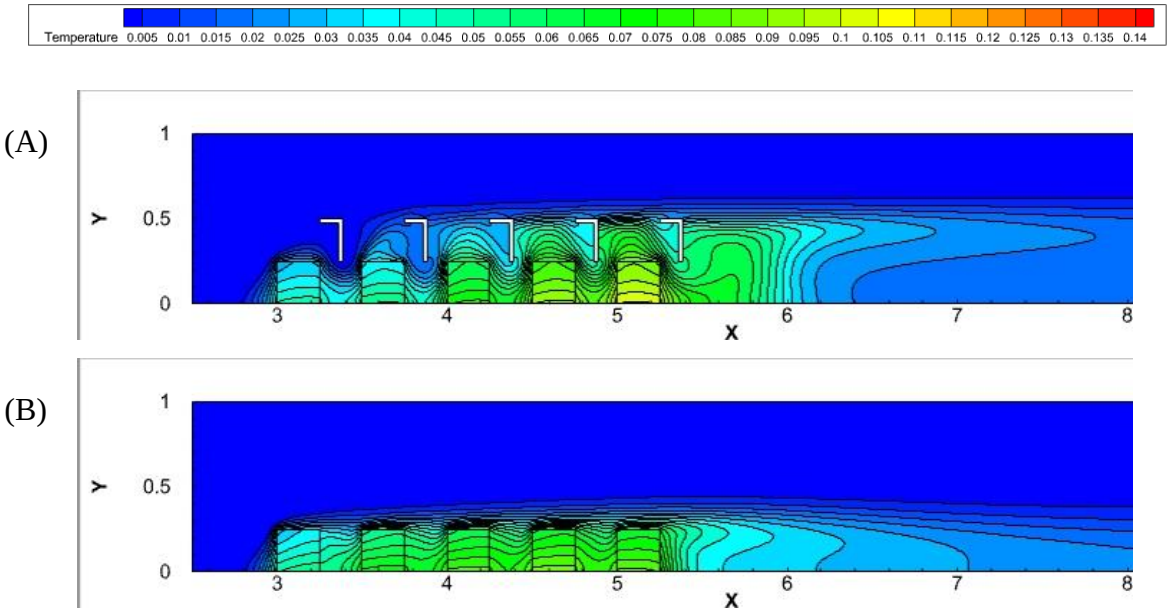


Figure 3.4 : Contours des isothermes à Re=400 avec : (A) Avec déflecteurs (de forme L', gauche et position a=b=0.25) et (B) Sans déflecteurs.

3.3.3. Nombre de Nusselt moyen

Comme le montre la figure 3.5, une augmentation significative des nombres Nusselt moyens est détectée avec la présence de déflecteurs dans les deux premiers blocs, tandis qu'une légère augmentation est détectée dans le troisième bloc. Pour les autres blocs, les déflecteurs font diminuer le nombre de Nusselt moyen. Il est important de noter que l'augmentation maximale du nombre Nu est détectée autour du deuxième bloc, avec un pourcentage de 38% (Le taux d'amélioration du transfert de chaleur par rapport au cas de base sans déflecteurs est présenté dans le tableau 3.1.). Pour les deux cas et tel qu'il apparaît, le nombre de Nusselt moyen diminue en parcourant les blocs avec la direction du flux. Pour le cas de présence de déflecteurs, le nombre de Nusselt moyen pour les quatrième et cinquième blocs est approximativement le même.

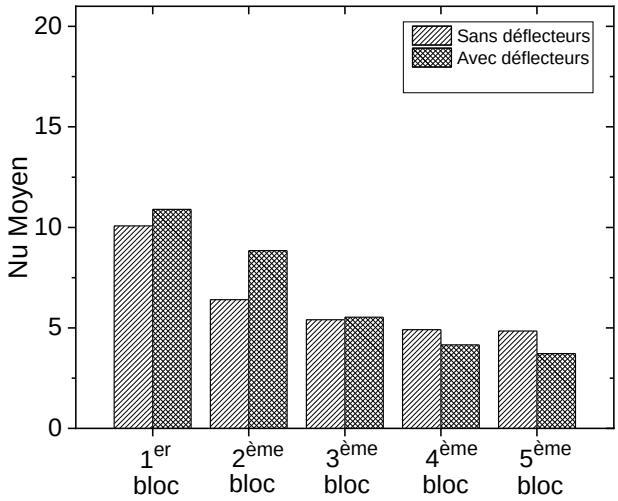


Figure 3.5 : Les nombres de Nusselt moyen de chaque bloc, des cas Avec déflecteurs (de forme L', gauche et position a=b=0.25) et Sans déflecteurs.

Tableau 3.1 : Taux d'amélioration du nombre de Nusselt moyen					
	1er Bloc	2^{eme} Bloc	3^{eme} Bloc	4^{eme} Bloc	5^{eme} Bloc
%	8.15	38.05	2.26	-15.35	-23.28

3.3.4. Étude paramétrique

Pour l'évaluation et l'analyse de l'écoulement du fluide, du transfert de chaleur ainsi que du taux d'amélioration du transfert de chaleur dans le canal équipé de blocs chauffés sous l'action des déflecteurs d'écoulement, les effets de la position et la forme des déflecteurs d'écoulement ont été évalués.

3.3.4.1. Effet de la position des déflecteurs d'écoulement

Parmi les paramètres influant sur le transfert thermique et la structure de l'écoulement on trouve la position des déflecteurs. Afin d'évaluer cet effet, trois position des déflecteurs d'écoulement ont été testées, a=b=0.125, a=b=0.25 et a=0.125 ; b=0.125, pour un nombre de Reynolds de Re=400 et toutes les forme des déflecteurs.

a) Champ dynamique

Comme il apparaît dans la figure 3.6, la diminution de la distance entre les déflecteurs de flux et le fond de la cavité à a=b=0.25, conduit le débit à pénétrer dans les espaces entre les blocs ; contrairement au cas a=b=0.125 tous les vortex entre les blocs sont totalement éliminés (figure 3.6B). Il est ainsi clair, que le plus grand vortex situé après le dernier déflecteur diminue en taille avec la diminution des distances a et b à 0.125, cette diminution de la taille s'accompagne du rapprochement du vortex du dernier déflecteur, presque jusqu'à la moitié. Il est donc important de noter que certains des vortex situés sur la face supérieure du cas a=b=0.25 sont éliminés et que d'autres sont déplacés à droite des axes centraux des blocs, ce phénomène s'est produit pour toutes les formes de déflecteurs et pour les cas des positions a=b=0.125 (figure 3.6B, figure 3.7B, et figure 3.8B). Le même phénomène se produit pour la position a=0,125, b=0,25 pour les déflecteurs en forme de T (figure 3.6C). Pour les cas a=0,25 et b=0,125 (figure 3.6C, figure 3.7C, et figure 3.8C), le tourbillon situé derrière le déflecteur du dernier bloc est déplacé vers la gauche pour se retrouver juste à côté du déflecteur, aussi, il augmente en taille par rapport au cas de a=b=0,15 mais reste plus petit que le cas de a=b=0,25. Il est important de noter que la diminution de la distance entre les déflecteurs et la base des cavités entraîne une restriction de la section de passage de flux entre les blocs et les déflecteurs, ce qui augmente la vitesse du flux d’air dans ces régions, et favorise le transfert de chaleur par convection. Les mêmes phénomènes se produisent lors de la diminution de la distance entre les derniers blocs et le tourbillon situé après le dernier déflecteur. Pour les cas présentés dans la figure 3.7C et la figure 3.8C (déflecteurs de formes L'-droit et L'-gauche avec les positions a=0.125, b=.0.25), un tourbillon apparaît dans la deuxième et la quatrième cavité en raison de l'augmentation de la distance entre les déflecteurs et le fond de la cavité, ce tourbillon ayant une hauteur de la moitié des blocs. De plus, un grand vortex apparaît au-dessus du dernier bloc. En outre, deux autres tourbillons contra rotatifs apparaissent au-dessus des troisième et quatrième blocs, ces tourbillons appartenaient à un tourbillon plus grand qui couvrait la cavité entre les troisième et quatrième blocs. Ainsi, il est très important de noter que tous les vortex situés à proximité des blocs, présentent des zones d'accumulation de chaleur. Comme le montre les figures 3.6, figure 3.7 et figure 3.8, les déflecteurs minimisent le mixage de débit d’air de fluide en séparant le flux d’air autour les blocs et celui au-dessus des déflecteurs. Ce phénomène pourrait avoir un effet négatif sur le transfert de chaleur à travers les blocs.

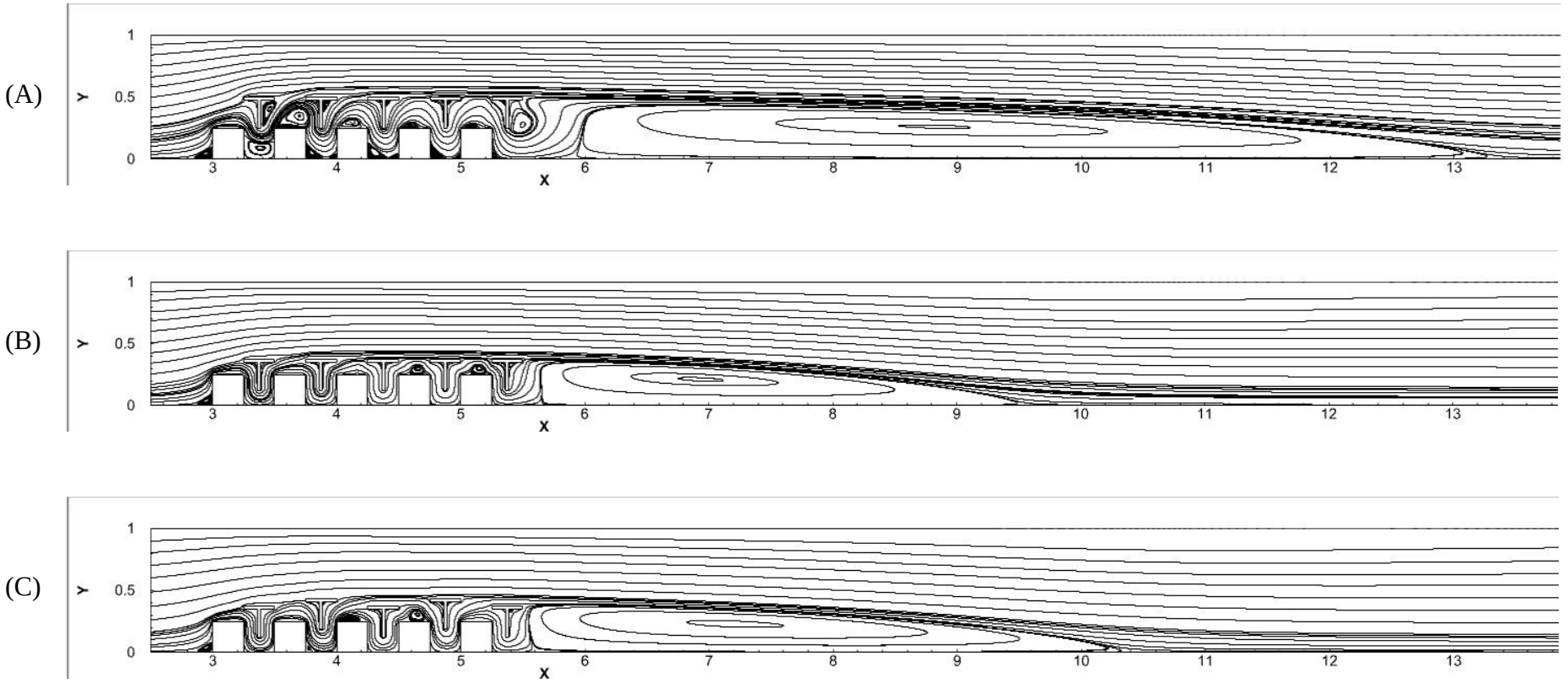


Figure 3.6 : Lignes de courant pour les déflecteurs de forme T, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25,(B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25

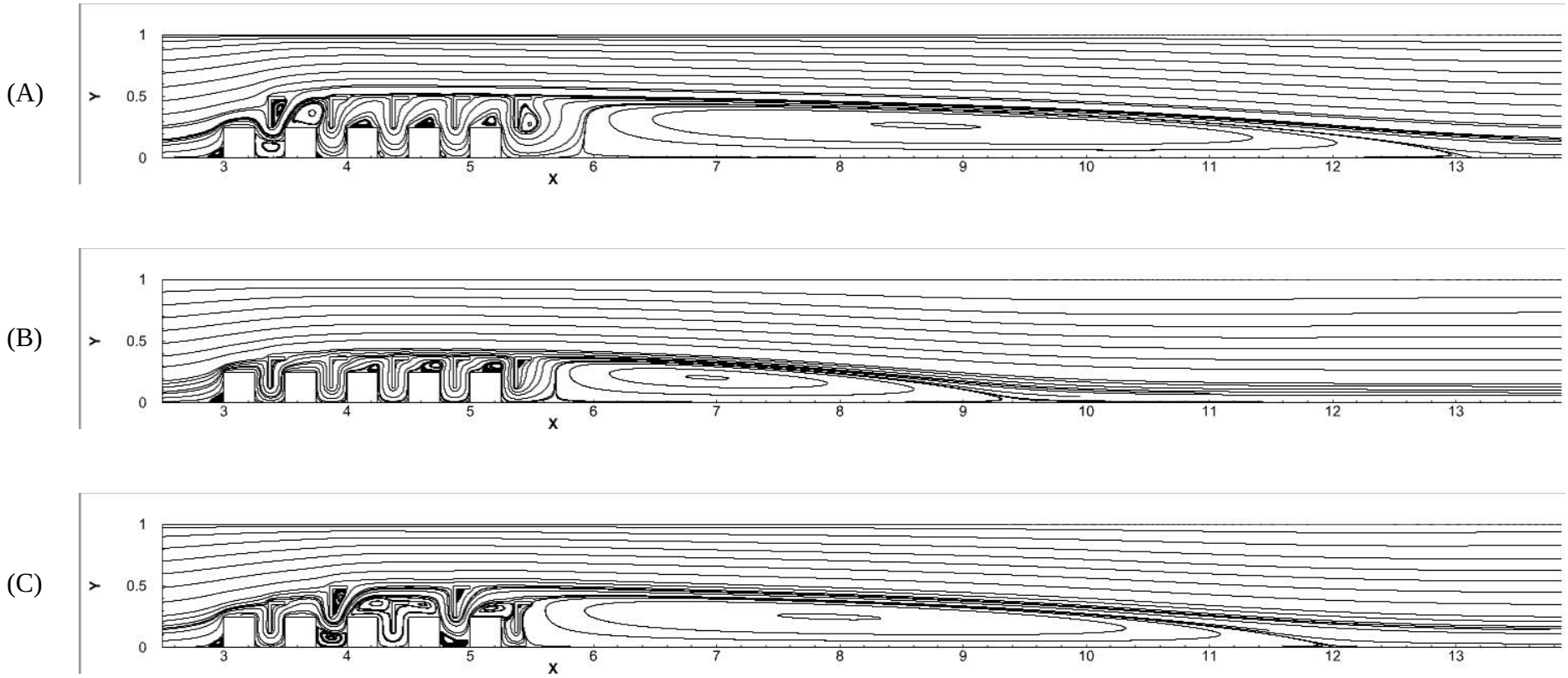


Figure 3.7 : Lignes de courant pour les déflecteurs de forme **L'-droit**, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25

(A)

(B)

(C)

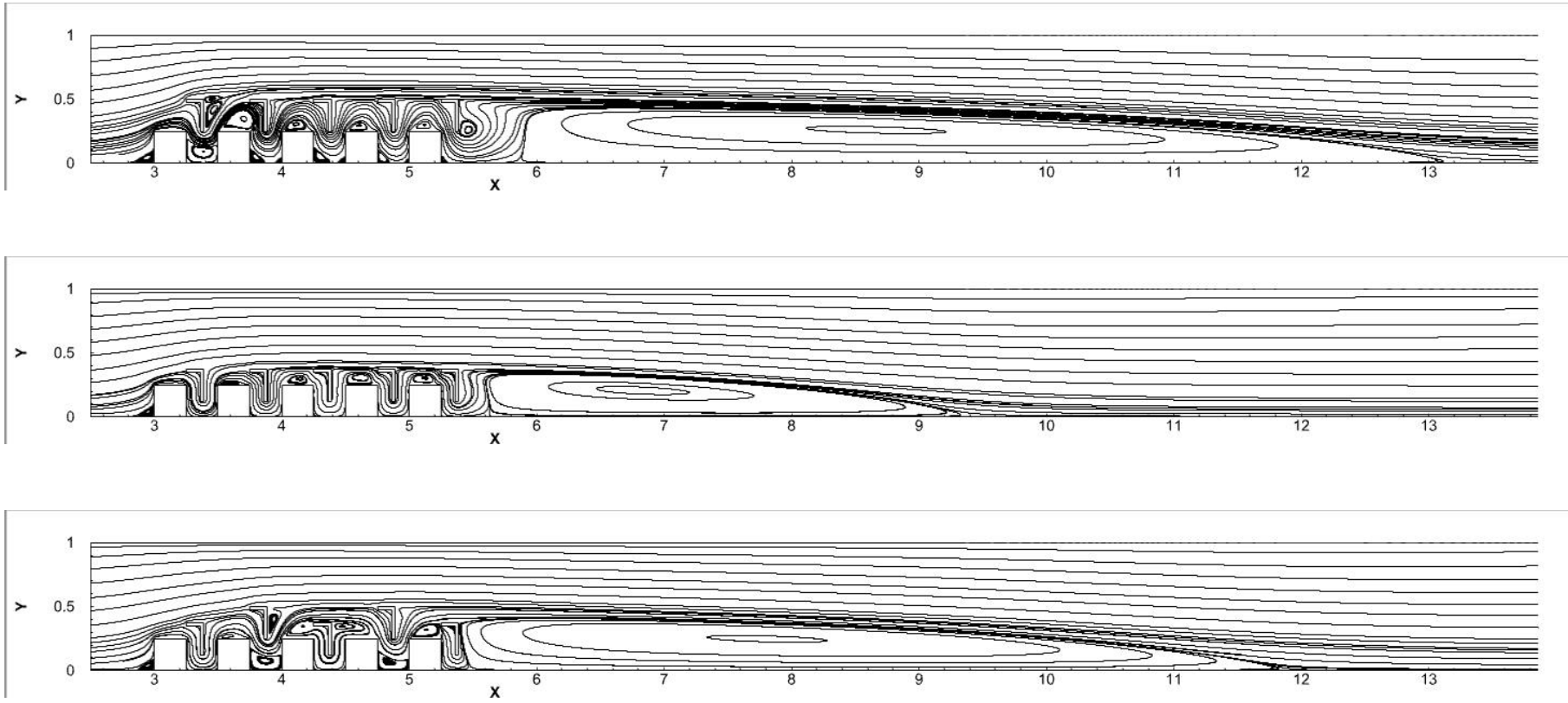


Figure 3.8 : Lignes de courant pour les déflecteurs de forme **L'-gauche**, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (B) a=0.125 ; b=.0.25

b) Champ thermique

Comme le montre les figures (3.9, 3.10 et 3.11), la température des phases solides et fluides augmente avec la diminution de la distance verticale entre les déflecteurs et le fond des cavités jusqu'à a=b=0,125, ce qui permet d'isoler le flux d'air autour des blocs du flux d'air au-dessus des déflecteurs. L'effet est plus visible dans les quatrième et cinquième blocs en raison de l'augmentation de la chaleur apportée par le fluide de refroidissement dans ces régions. Passons au cas où les positions des déflecteurs a=0,125 et b=0,25 présentées dans les figures 3.9C, 3.10C et 3.11C, cette position des déflecteurs permettent au flux d'air de se déplacer plus librement et aussi améliorent le mélange et le contact du flux d'air chaud autour les blocs avec le flux d'air plus froid au-dessus les déflecteurs, ce qui améliore le transfert de chaleur entre les deux et augmente ainsi le transfert de chaleur autour les blocs. Comme le montrent les figures (3.9, 3.10 et 3.11), la meilleure position pour le meilleur état de refroidissement est celle correspondant au cas a=b=0,25, suivie de la position a=0,125 et b=0,25, et le plus mauvais état de refroidissement est celui correspondant à la position a=b=0,125. Il est important de noter que les positions des déflecteurs influencent la forme des contours de température à l'intérieur et à l'extérieur des blocs chauffés.

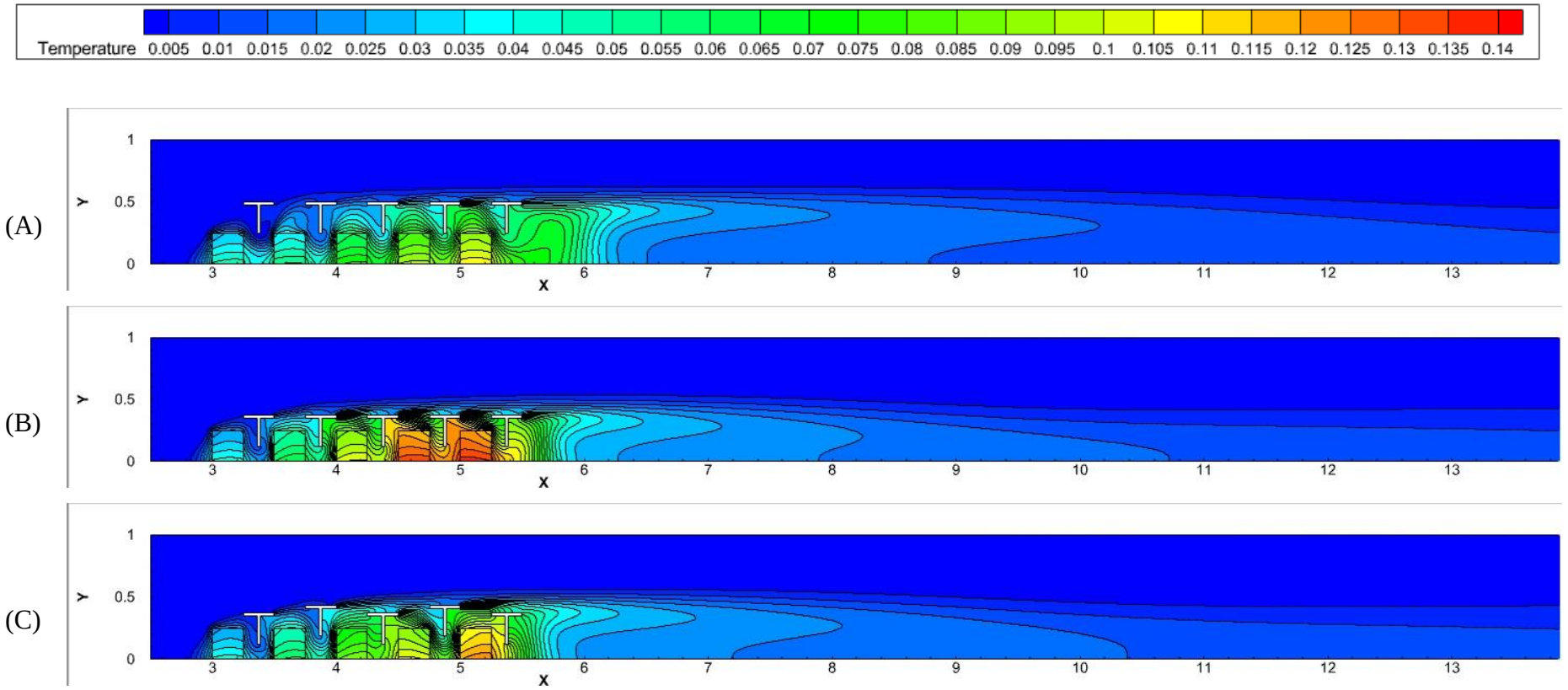


Figure 3.9 : Contours des isothermes pour les déflecteurs de forme **T**, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25

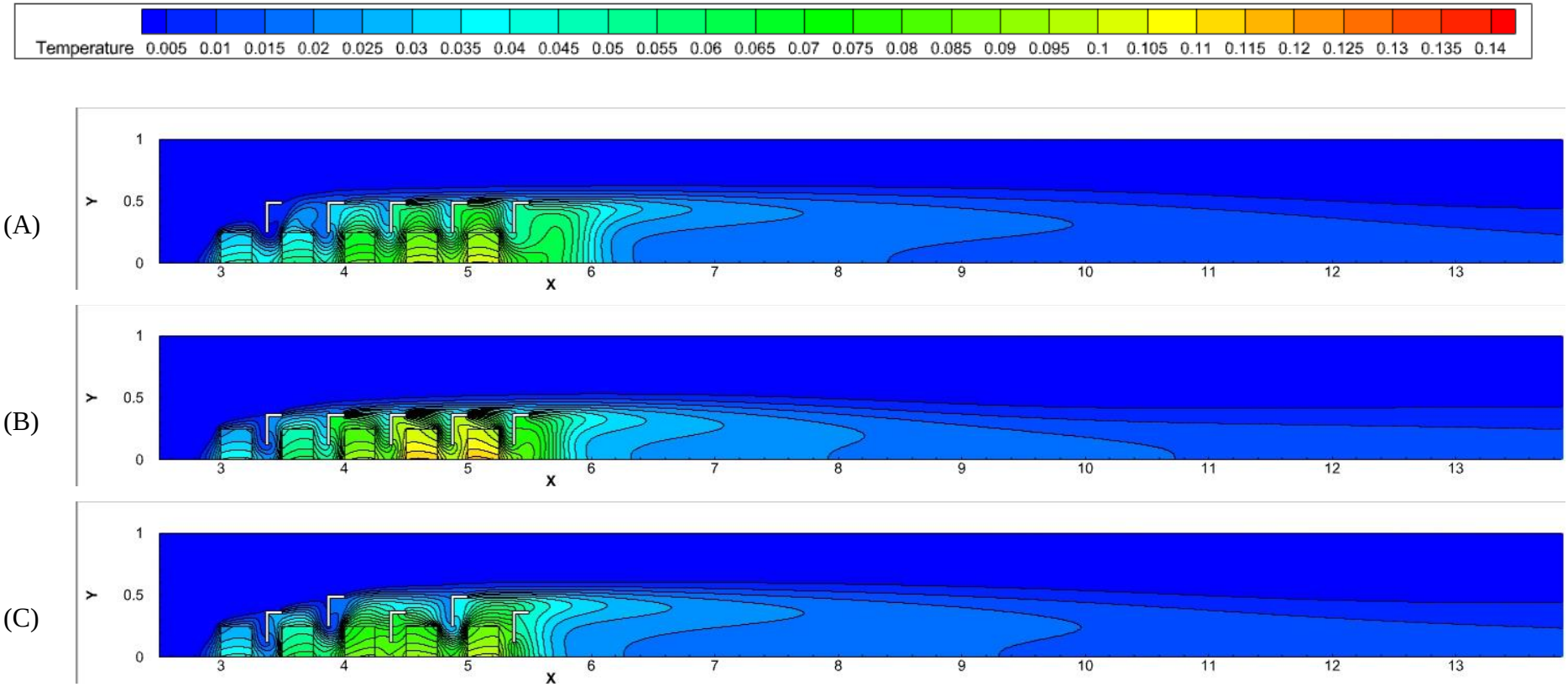


Figure 3.10 : Contours des isothermes pour les déflecteurs de forme **L'-droit**, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25

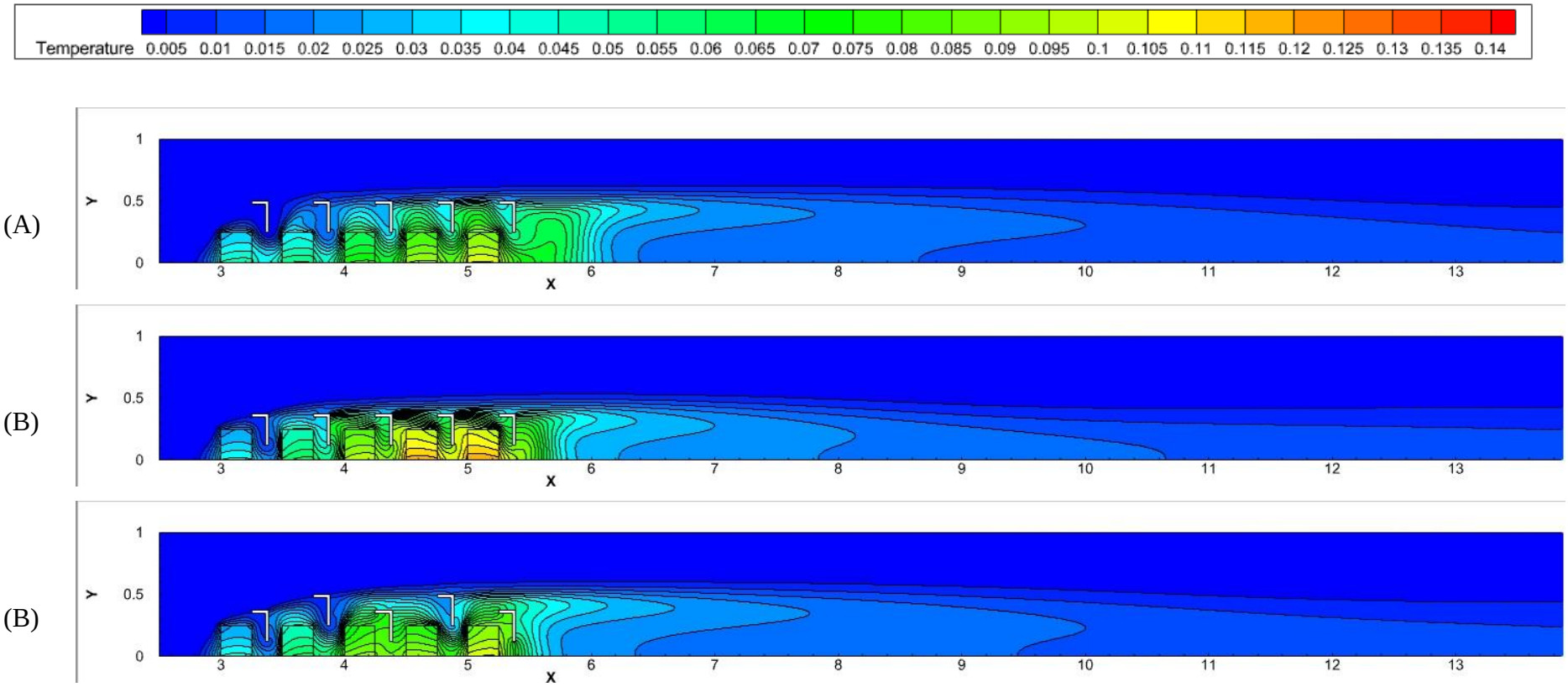


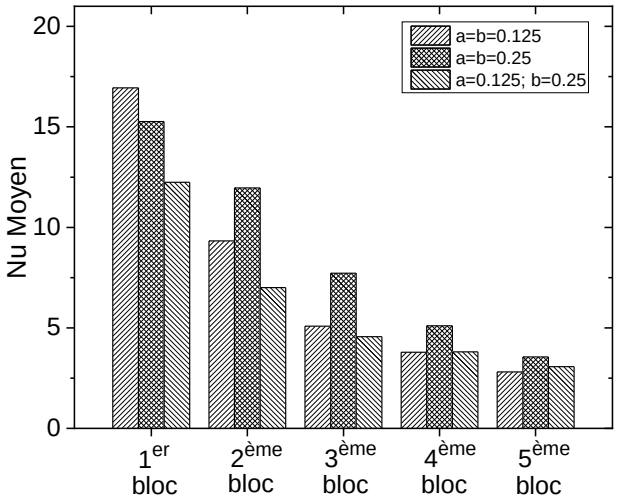
Figure 3.11 : Contours des isothermes pour les déflecteurs de forme **L'-gauche**, à Re=400, et différentes positions de déflecteurs d'écoulement : (A) a=b=0.25, (B) a=b=0.125, (C) a=0.125 ; b=.0.25

c) Nombre de Nusselt moyen:

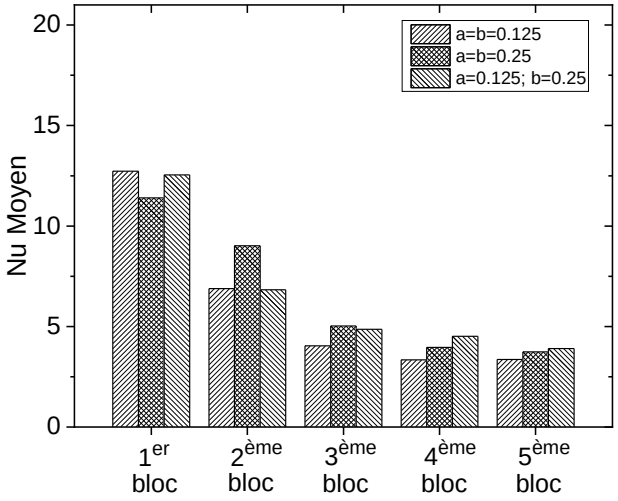
Dans le cas des déflecteurs en forme de T, la position des déflecteurs a un effet considérable sur le transfert de chaleur (figure 3.12A). Pour le premier bloc, la position a=b=0.125 donne le meilleur et le plus grand transfert de chaleur, suivie par la position a=b=0.025 et ensuite le cas de la position a=0.125 et b=0.25. En ce qui concerne les autres blocs, le transfert de chaleur le plus élevé est observé dans le cas des déflecteurs à la position a=b=0,25, suivi par les déflecteurs à la position a=b=0,125, à l'exception du quatrième bloc qui indique que le transfert de chaleur pour les déflecteurs à la position a=b=0,125 et a=0,125, b=0,25 est le même approximativement. La même chose pour le dernier bloc, mais avec des variations plus fines.

L'évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la position du déflecteur pour les cas de déflecteurs de forme **L'droite** et **L'gauche** est présentée dans les figures (3.12B et 3.12C). Comme il apparaît, pour le premier bloc, le transfert de chaleur est le même pour les déflecteurs à la position a=b=0,125 et a=0,125, b=0,25 ; pour le deuxième bloc, le maximum de transfert de chaleur est observé pour le cas de la position a=b=0,25, et pour les deux autres positions il dégage à peu près la même chaleur. Pour le troisième bloc, le transfert de chaleur maximal est atteint pour la position a=0,25, suivi par le cas avec des déflecteurs aux positions a=0,125, b=0,25 (avec une légère diminution) ; Pour le quatrième bloc, le nombre de Nusselt moyen augmente avec la distance entre les déflecteurs et le fond de la cavité, avec un transfert de chaleur maximal pour le cas des déflecteurs aux positions a=0.125, b=0.25. Il est identique pour le dernier bloc mais avec une légère différence dans la valeur du nombre de Nusselt moyen.

(A)



(B)



(C)

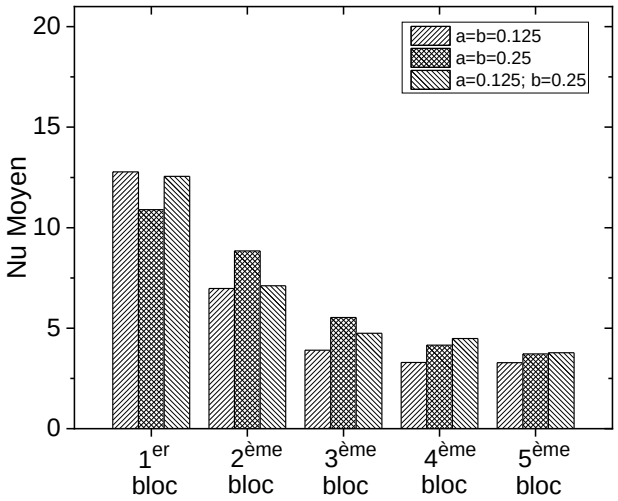


Figure 3.12 : Nombres de Nusselt moyen de chaque bloc à Re=400, différentes positions de déflecteurs d'écoulement et pour des déflecteurs de forme : (A) : T **;** (B) : **L'droit;** (C) : **L'gauche.**

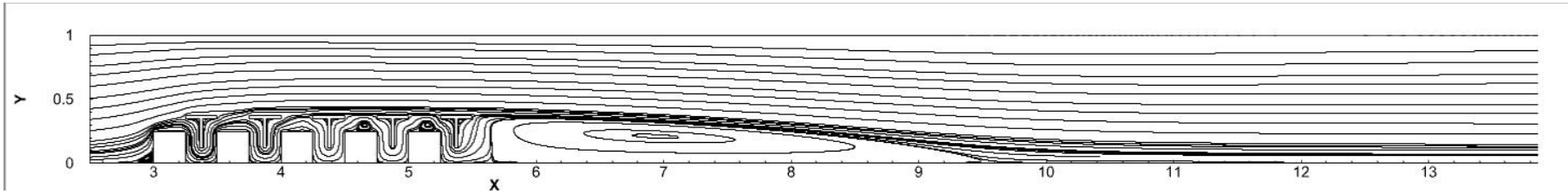
3.3.4.2. Effet de la forme des déflecteurs d'écoulement

Parmi les paramètres influant sur le transfert thermique et la structure de l'écoulement on trouve aussi la forme des déflecteurs d'écoulement. Afin d'évaluer cet effet, trois forme des déflecteurs d'écoulement ont été testées, T et L'droit et L'gauche pour un nombre de Reynolds de Re=400 et toutes les positions des déflecteurs.

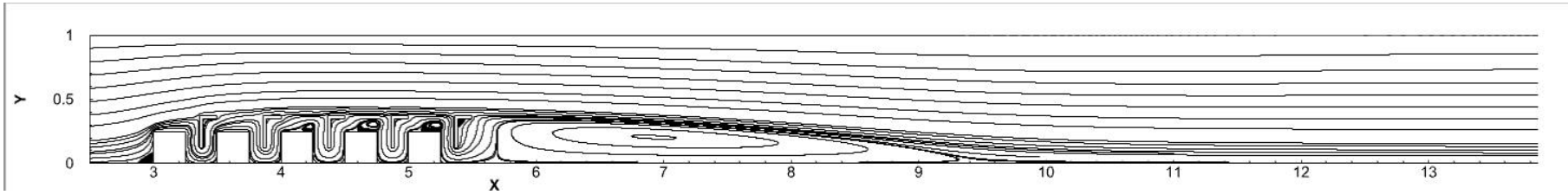
a) Champ dynamique

L'effet des formes de déflecteurs est illustré dans les figures (3.13, 3.14 et 3.15). Comme le montrent les figures et pour toutes les positions des déflecteurs, la structure de l'écoulement ne change pas en fonction de la forme des déflecteurs, à l'exception des vortex situés sur la face supérieure des blocs. Pour les déflecteurs de forme T, un tourbillon apparaît sur la face supérieure des deux derniers blocs (figure 3.13A). Il en va de même pour les déflecteurs de forme L'-droit (figure 3.13B), mais un troisième tourbillon est apparu sur la face supérieure du deuxième bloc. Les trois tourbillons sont situés dans le coin droit des blocs. La taille des tourbillons est différente, de sorte que le tourbillon situé au-dessus du deuxième bloc a une longueur de W/3, alors que les deux autres tourbillons ont une longueur d'environ W/2. Pour les déflecteurs L'-gauche (figure 13.3C), la seule différence avec le cas des déflecteurs de forme L'-droit (figure 3.13B) est que les déflecteurs au-dessus des trois derniers blocs sont plus grands et positionnés à droite des blocs. Les différentes positions des vortex sont dues à l'orientation de l'écoulement qui est contrôlée par la forme des déflecteurs. Pour la position a=b=0.25 présentée dans la figure 3.14, les effets apparaissent uniquement pour les vortex situés au-dessus des blocs. Sa longueur et sa position changent en fonction de la forme des déflecteurs. Pour les positions a=0,125 ; b=0,125 présentées dans la figure (3.15), il a été montré que le changement de la forme des déflecteurs de T à L'-droit et L'-gauche, conduit à l'apparition d'un vortex entre la deuxième et la quatrième cavité, la hauteur des vortex est environ la moitié de la hauteur des blocs dans le côté gauche et environ le tiers de la hauteur dans le côté gauche. De plus, un grand vortex apparaît qui inclut l'espace de la cavité et les vortex situés au-dessus du troisième et du quatrième bloc. Le tourbillon situé après le dernier déflecteur augmente en longueur grâce à un changement de forme en L'-droit et L'-gauche (Figure 3.15B et Figure 3.15C). La longueur des tourbillons est la même pour les formes à L'-droit et à L'-gauche. Il est ainsi important de noter que, la taille et les positions des vortex situés au-dessus des blocs effectués avec des déflecteurs de formes.

(A)



(B)



(C)

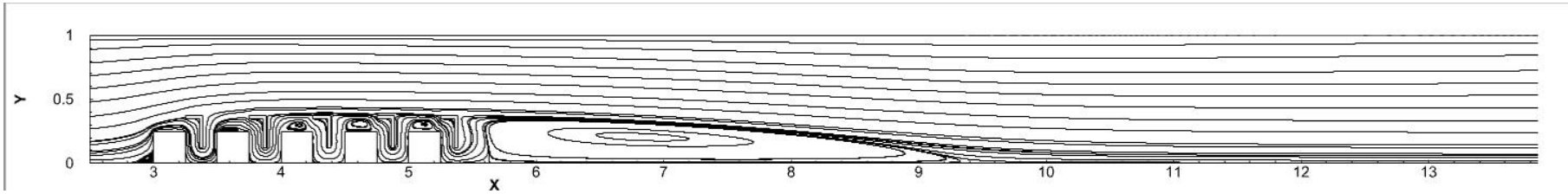
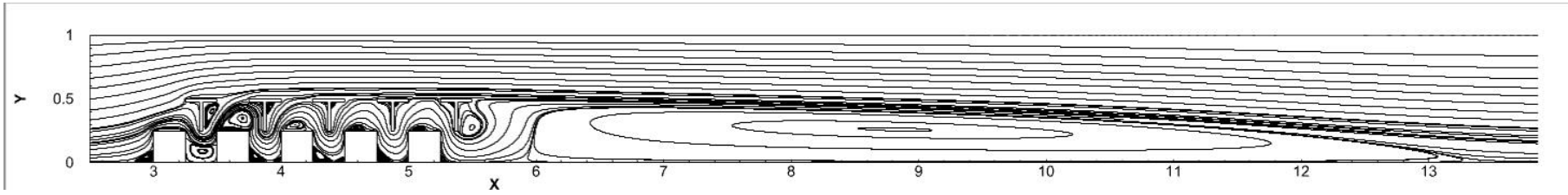
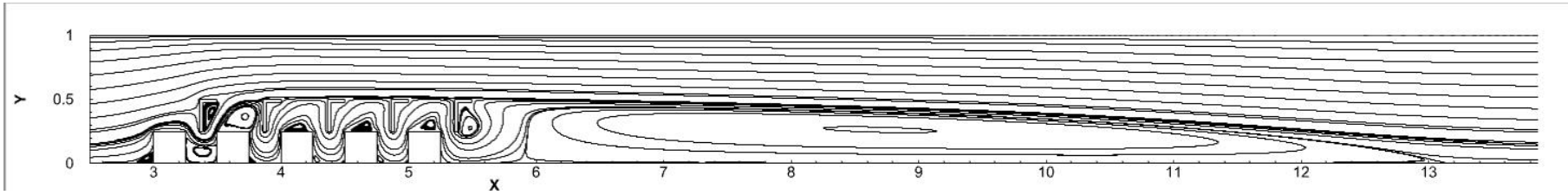


Figure 3.13 : Lignes de courant pour une positions de déflecteurs de **a=b=0.125**, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) **T**, (B) **L'-droit,** (C) **L'-gauche**

(A)



(B)



(C)

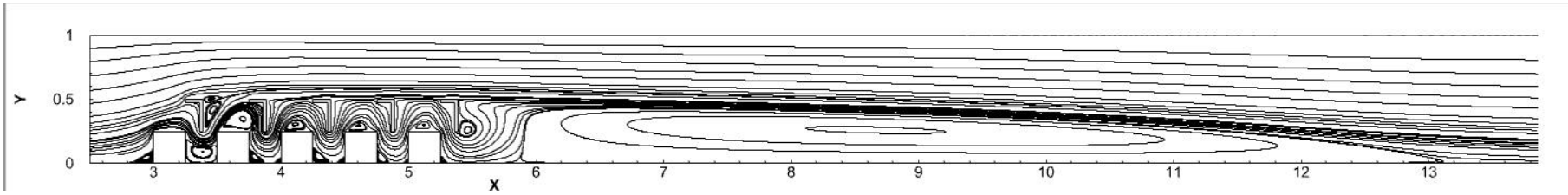
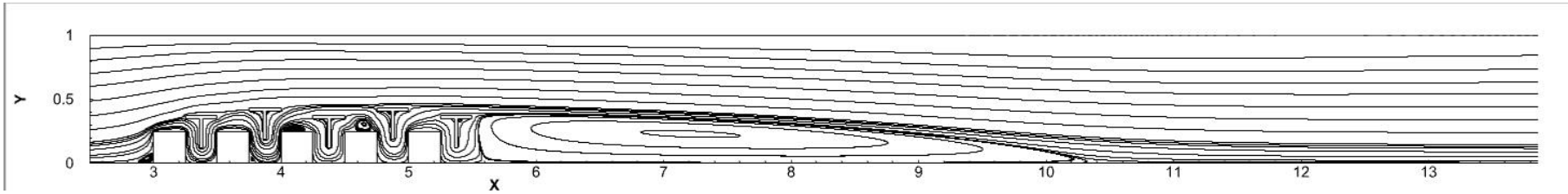
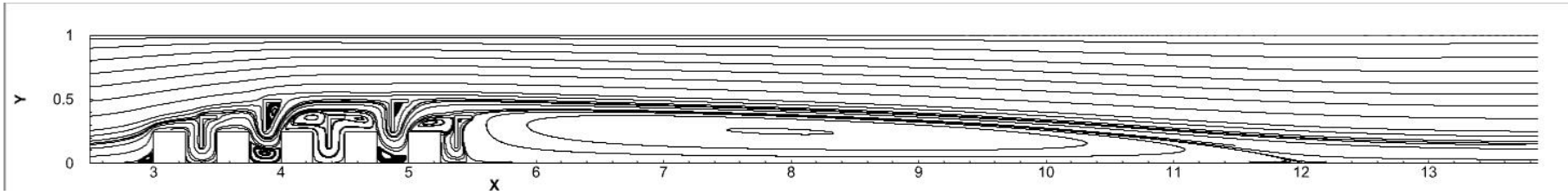


Figure 3.14 : Lignes de courant pour une positions de déflecteurs de **a=b=0.25**, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) **T**, (B) **L'-droit,** (C) **L'-gauche**

(A)



(B)



(C)

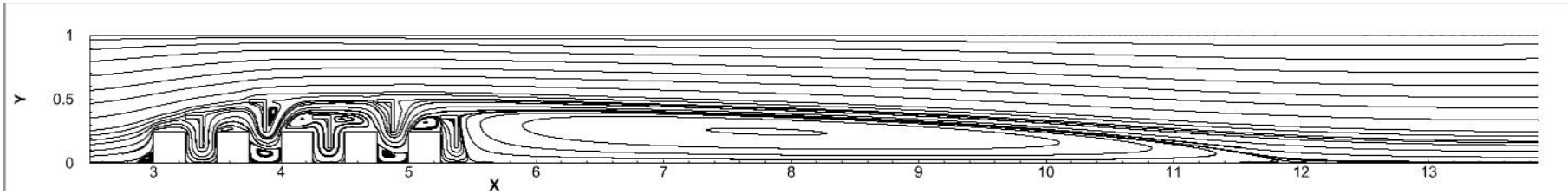


Figure 3.15: Lignes de courant pour une positions de déflecteurs de **a=0.125, b=0.25**, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) **T**, (B) **L'-droit,** (C) **L'-gauche**

b) Champ thermique

Pour les différentes formes de déflecteurs installés à la position a=b=0.125 et comme il apparaît dans la figure (3.16), une grande amélioration de l'état de refroidissement des deux derniers blocs avec le changement des formes de déflecteurs. La température la plus élevée des deux derniers blocs est observée pour les déflecteurs de forme T (figure 3.16A). Pour les déflecteurs de forme L'-droit et L'-gauche, la température des blocs est à peu près la même (figure 3.16B et figure 3.16C). Il est important de noter que la forme des déflecteurs est sans effet sur les deux premiers blocs et que la variation de température en fonction de la forme des déflecteurs pour le troisième bloc est insignifiante. Pour la position des déflecteurs a=b=0.25 figure (3.17), l'effet de la forme des déflecteurs est inconsidérable comme le montre la figure, les cantors de température et les températures des blocs sont les mêmes pour toutes les formes de déflecteurs. Pour les déflecteurs en position a=0,125 ; b=0,25 (Figure 3.18), la température des blocs et les contours des isothermes sont similaires pour les déflecteurs de forme L'-droit, L'-gauche (Figure 3.18B et Figure 3.18C). En contraste, dans le cas des déflecteurs en forme de T, l'effet de la forme apparaît au quatrième bloc avec une légère augmentation et un changement de la température et des contours des isothermes (Figure 3.18A), l'effet est plus clair au dernier bloc, où l'on détecte une forte augmentation de la température. Il est important de noter que le déflecteur en forme de T présente le plus mauvais état de refroidissement. Alors que les deux autres formes présentent un meilleur état de refroidissement, approximativement les deux (L'-droit et L'-gauche) offrent le même état de refroidissement.

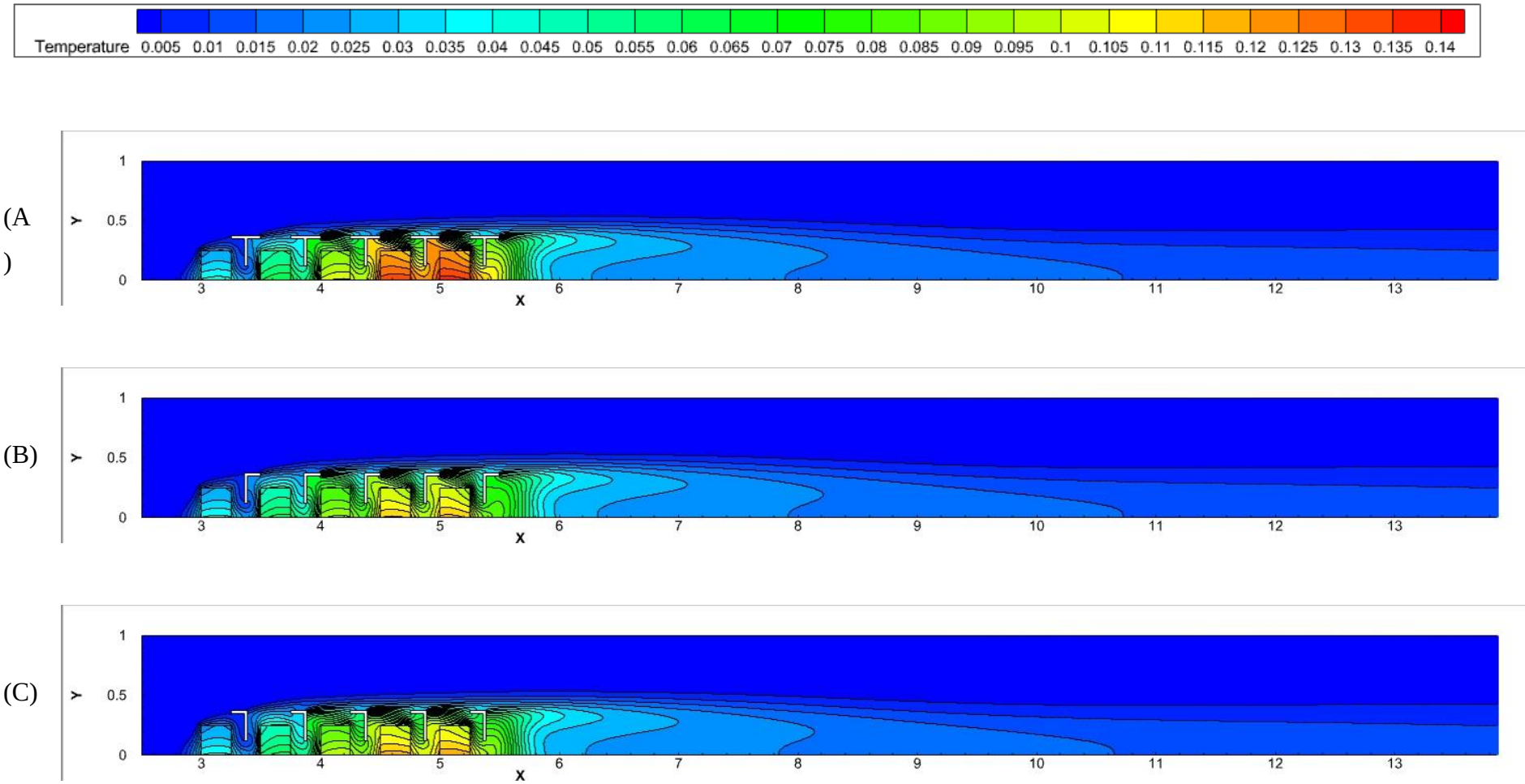


Figure 3.16 : Contours des isothermes pour une positions de déflecteurs de **a=b=0.125**, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) **T**, (B) **L'-droit,** (C) **L'-gauche**

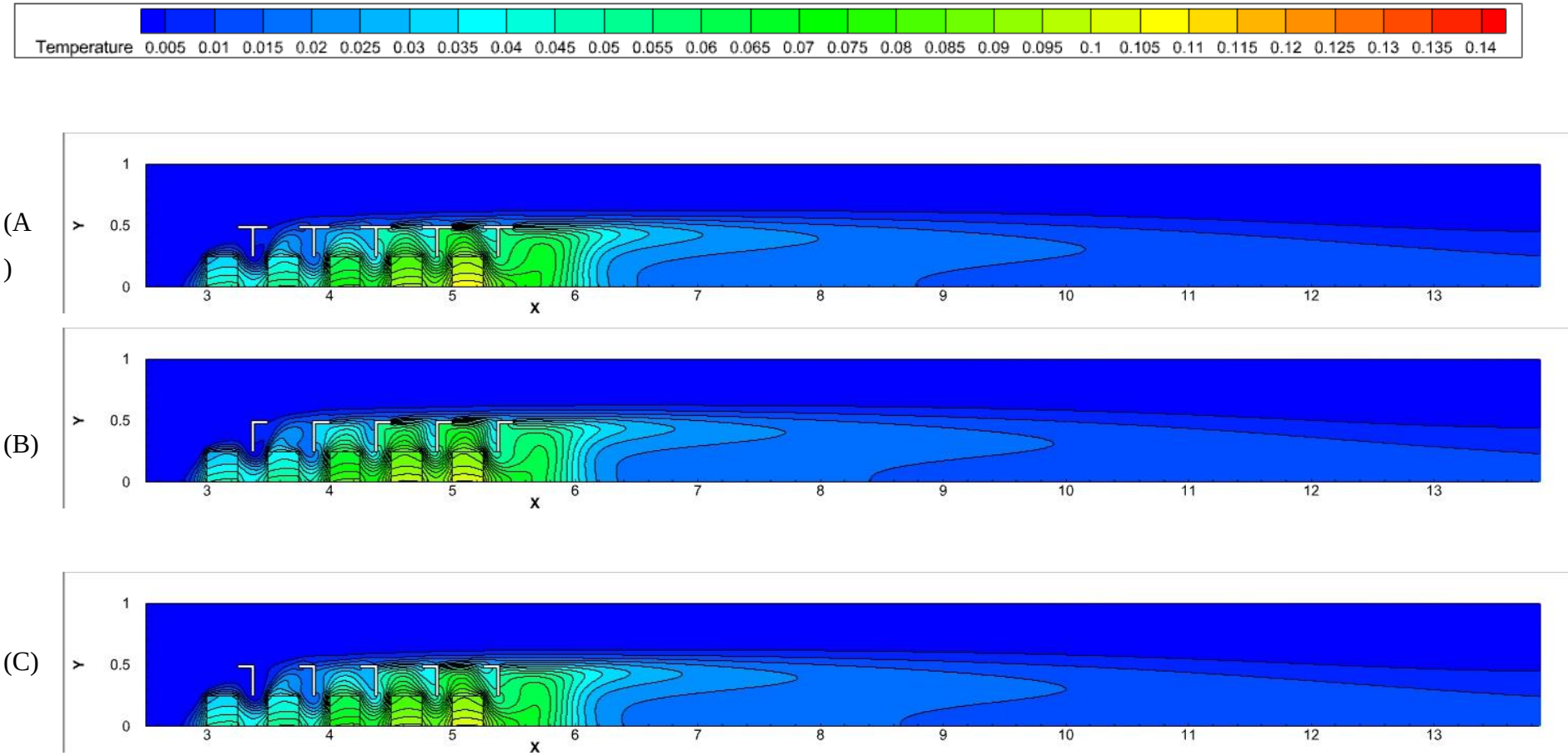


Figure 3.17 : Contours des isothermes pour une positions de déflecteurs de **a=b=0.25**, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) **T**, (B) **L'-droit,** (C) **L'-gauche**

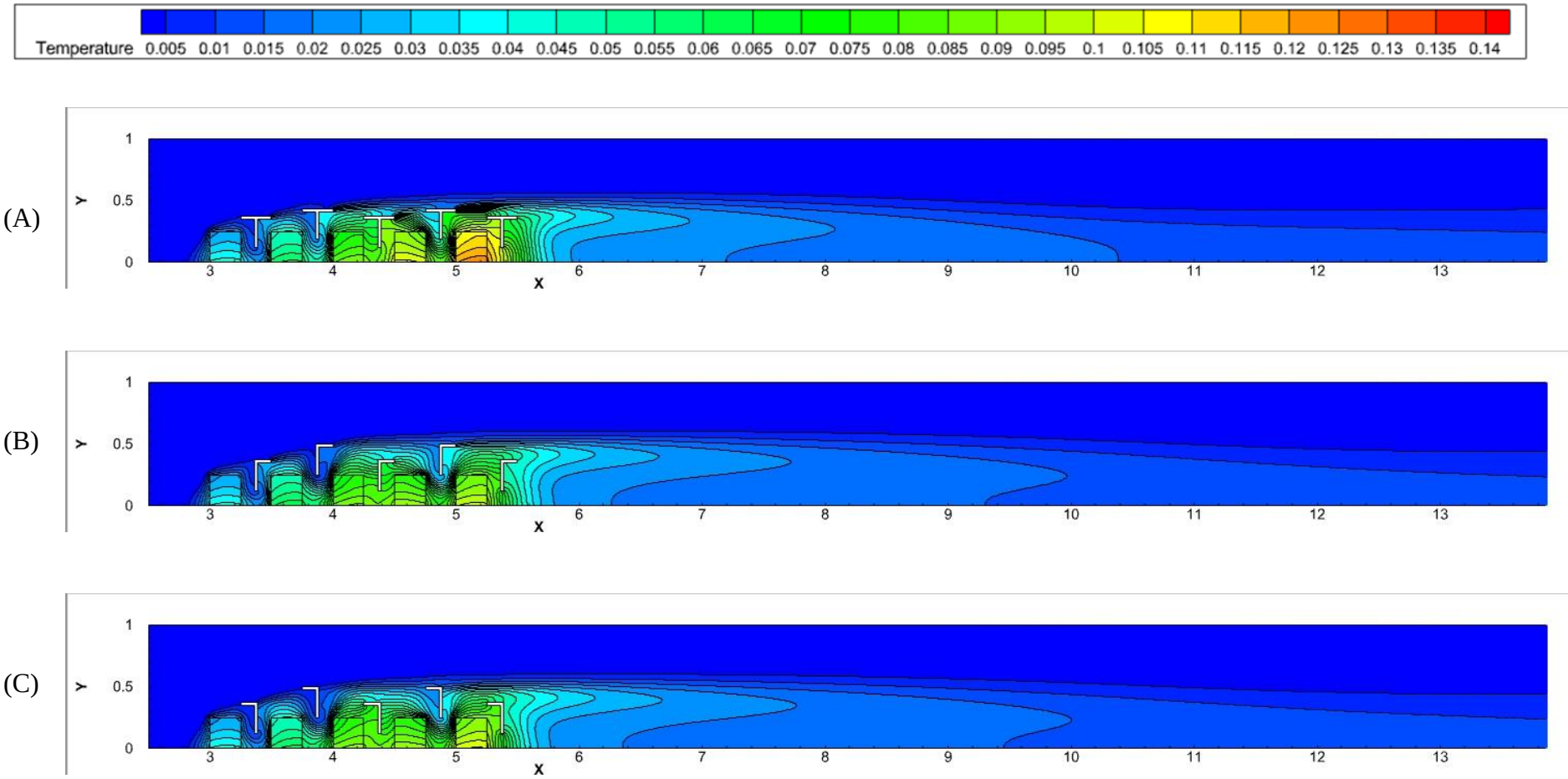


Figure 3.18 : Contours des isothermes pour une positions de déflecteurs de **a=0.125, b=0.25**, à Re=400, et des formes différentes de déflecteurs d'écoulement : (A) **T**, (B) **L'-droit,** (C) **L'-gauche**

c) Nombre de Nusselt moyen pour chaque bloc :

L'effet des formes de déflecteurs pour différentes positions sur le nombre de Nu moyen est illustré dans la figure 3.19. Pour les positions a=b=0,125 et a=b=0,25 (figure 3.19A et figure 3.19B). Pour tous les blocs, la valeur maximale du nombre Nu moyen est enregistrée pour les déflecteurs en T, tandis que pour le dernier bloc, le nombre Nu minimal est obtenu pour les déflecteurs sous forme de T. Pour les deux autres formes et comme il apparaît, ils atteignent approximativement le même nombre de Nu moyen. Pour la position a=0,125, b=0,25 et comme il apparaît dans la figure 3.19C, les Nu moyens pour les déflecteurs avec la forme L'-droit, L'-gauche sont approximativement les mêmes pour tous les blocs. Pour les déflecteurs de forme T, les nombres Nu moyens sont identiques à ceux des déflecteurs de forme L'-droit, L'-gauche, ceci est observé pour les trois premiers blocs. Dans les autres blocs, une diminution du nombre moyen de Nu pour les déflecteurs de forme T est observée par rapport aux deux autres formes de déflecteurs.

(A)

(B)

(C)

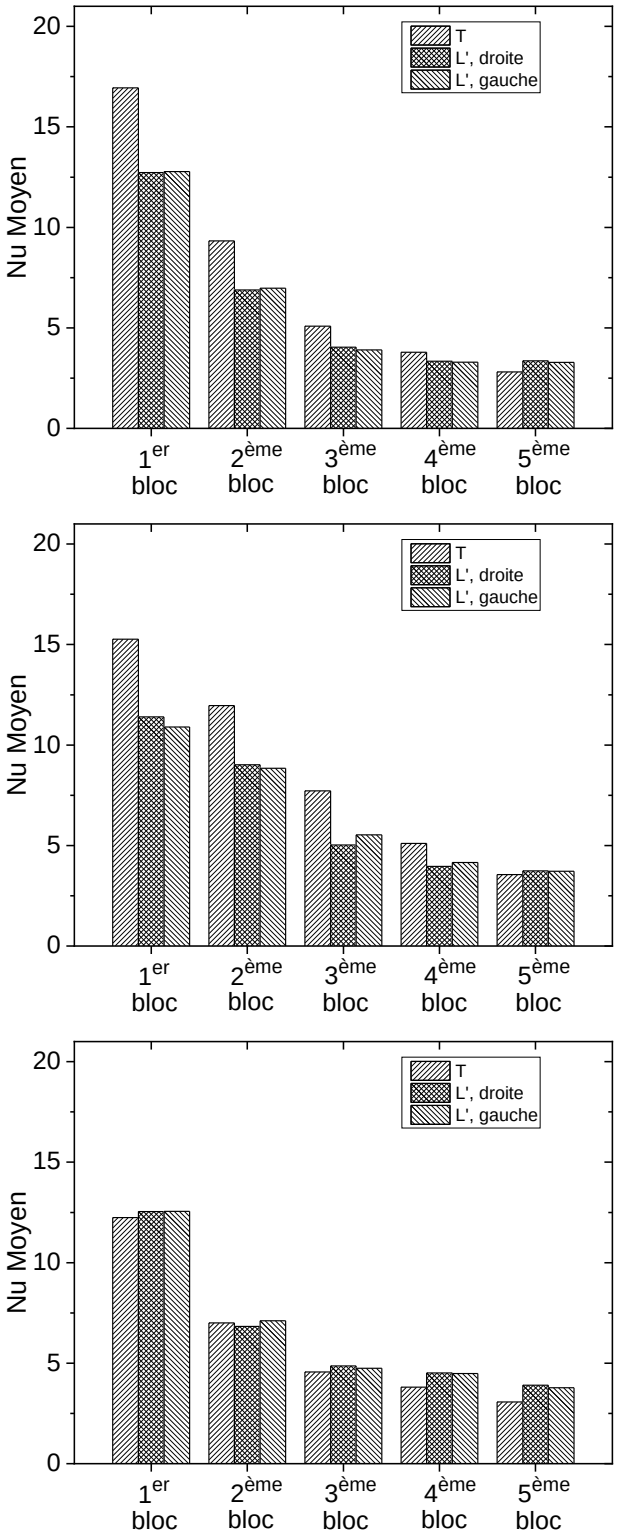


Figure 3.19 : Nombres de Nusselt moyen de chaque block, à Re=400, différentes formes de déflecteurs d'écoulement et pour des déflecteurs de position : (A) : a=b=0.125 **;** (B) : a=b=0.25 **;** (C) : a=0.125, b=0.25.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans cette étude, des simulations numériques d'écoulement de fluide et du transfert de chaleur forcé sur des blocs chauffés avec des déflecteurs d'écoulement de forme multiple. L'influence de la forme et, de la position des déflecteurs d'écoulement, est investiguée. Le nombre de Reynolds basé sur la vitesse moyenne à l'entrée de canal est fixe Re=400. Trois forme des déflecteurs d'écoulement (**T, L'droit et L'gauche**) avec Trois position (a=b=0.125, a=b=0.25 et a=0.125 ; b=0.25) des des déflecteurs d'écoulement sont considérés. Les résultats des différentes simulations ont montré que les trois paramètres ont une influence considérable sur l'écoulement et les champs thermiques. Les notes les plus importantes sont résumées ci-après :

Dans tous les cas, les déflecteurs éliminent la présence de vortex dans la cavité entre les blocs, pour certains cas de formes et de positions des déflecteurs, les vortex sont totalement éliminés. Il est important de noter que des tourbillons sont créés sur les faces supérieures des blocs chauffés. Le tourbillon situé après le dernier déflecteur est poussé loin de la face arrière de dernier bloc. L'élimination des vortex à proximité des blocs pourrait augmenter le transfert de chaleur autour des blocs en raison de l'augmentation du transfert de chaleur par convection dans ces régions. La géométrie et la taille des déflecteurs diminuent le mélange de l'écoulement, ce qui entraîne un mauvais transfert de chaleur pour les trois derniers blocs. Cela réduit l'amélioration du transfert de chaleur en raison de l'augmentation de la chaleur portée par le fluide. La température des blocs reste approximativement la même pour les cas avec et sans blocs avec la position a=b=0.25. Pour les autres positions, la température des blocs augmente, ce qui signifie que les déflecteurs dans ces positions représentent une mauvaise solution pour améliorer le transfert de chaleur. La position la plus défavorable pour le refroidissement des blocs est observée pour la position a=b=0,25. ce résultat est aussi clair aux quatrièmes et cinquièmes blocs. L'augmentation de la température d'est due à la diminution du gradient de température dans la phase fluide à proximité des blocs chauffés. Pour les contifications du transfert de chaleur, les nombres de Nusselt moyens sont améliorés pour les 3 premiers blocs, pour les déflecteurs avec la forme L'gauche et la position de a=b=0.25. L'amélioration maximale est enregistrée pour le deuxième bloc. Un résultat négatif est enregistré pour les deux derniers blocs.

L'effet de la forme des déflecteurs est insignifiant pour les déflecteurs aux positions a=b=0.25 et les isothermes sont identiques. Les mêmes remarques pour les positions

a=b=0,25 et a=0,125, b=0,25, mais seulement pour les formes L'-droit et L'-gauche. Au contraire, pour les positions a=b=0,125 et a=0,125 et b=0,25, une forte augmentation de la température des blocs est détectée pour les déflecteurs en forme de T. L'effet de la forme des déflecteurs sur les lignes de courant est également insignifiant, les formes des déflecteurs ont un effet uniquement sur les vortex situés au-dessus des blocs. Le nombre Nu moyen est le même pour les déflecteurs avec les formes L'-droit et L'-gauche pour toutes les positions des déflecteurs. Pour la position a=0.125, b=0.25 les nombres Nu moyens sont les mêmes pour toutes les formes de déflecteurs.

En perspectives nous comptons étudier l'effet d'autres paramètres, changer la géométrie, étendre l'étude à la troisième dimension de l'espace (3D) pour une approche plus réaliste du phénomène, passer au régime instationnaire et suivre l'évolution réelle du phénomène à des valeurs élevées de Reynolds et valider les résultats obtenus numériquement par étude expérimentale et d'investiguer de larges champs de paramètres.

Références bibliographiques

Bibliography

Bejan, A. (2004). *Convection Heat Transfer* (Thirded ed.). New York: Wiley & Sons.

Bejan, A. (1993). *Heat transfer.* New York: John Wiley and Sons.

Bergles, A.E., Nirrnalan, V., Junkhan, G.H., & Webb, R.L. (1983). *Bibliography on augmentation of convective heat and mass transfer II.*Heat Transfer Laboratory Report HTL-31, ISU-ERI-Ames-84221, Iowa State University, Ames.

Cheriet N., Amirat H., Korichi A.(2021),.Conjugate Heat Transfer Enhancement over Heated Blocks Using Airfoil Deflectors. *Thermal Science and Engineering Progress* .Vol. 25

Huang RF, Linf CL. (1995). Vortex shedding and shear-layer instability of wing at low-Reynolds numbers, *AIAA J*. vol. 33 n° 1

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1996). Fundamentals of heat and mass transfer (Fourth ed.). John Wiley and Sons.

Kim, S., Kang, B., & Hyun, J. (1998). Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 41 n° 3, pp. 625-634.

Korichi, A., & Oufer, L. (2007). Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. vol. 28 n° 5, pp. 1003-1012.

Luviano-Ortiz, L., Hernandez-Guerrero, A., Rubio-Arana, C., & Romero-Mendez, R. (2008). Heat transfer enhancement in a horizontal channel by the addition of curved deflectors. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 51, pp. 3972-3984.

Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.* New York: McGraw-Hill.

Patankar, S., & Spalding, D. (1972). A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 15 n° 10, pp. 1787-1806.

Selimefendigil, F., & Öztop, H. (2014). Numerical study and identification of cooling of heated blocks in pulsating channel flow with a rotating cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*. vol. 79, pp. 132-145.

Srinath DN, Mittal S.(2009). Optimal airfoil shapes for low Reynolds number flows. *Int. J. Numer. Methods Fluids.* vol. 61, pp. 355-381.

Tsay, Y., & Cheng, J. (2008). Analysis of convective heat transfer characteristics for a channel containing short multi-boards mounted with heat generating blocks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 51, pp. 145-154.

White, F. M. (1991). *Viscous fluid flow* (Second ed.). New York: McGraw-Hill.

Yeh, L. (1995). Review of heat transfer technologies in electronic equipment. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*. vol. 117 n° 4, pp. 333-339.

Young, T., & Vafai, K. (1998b). Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. vol. 41 n° 21, pp. 3279-3298.