

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA DE BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE

MASTER

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE

PAR :

MEZIANE SEGHIRA

Thème

**L'étude numérique de l'écoulement et de transfert de
chaleur dans une cavité rectangulaire avec une marche
descendante et une paroi chaude**

Soutenu le 01/10/2020 devant le jury composé de :

Mr. F. Mendil

Président

Mr. M. Hamdi

Prometteur

Mr. A. Sahi

Examineur

Année Universitaire : 2019/2020

Remerciements

Je remercie Dieu tout puissant de m'avoir accordé la volonté et le courage pour réaliser ce travail.

Je voudrais remercier mes proches tous d'abord ma mère, mon père et mon mari pour les encouragements, mes sœurs et mon frère pour leurs aides.

J'adresse mes vifs remerciements À mon promoteur « Mr M .Hamdi» pour avoir accepté de m'encadrer et pour son orientation, ces conseils et son aide.

Je tiens également à remercier les enseignants du département génie mécanique qui ont contribué à notre formation

Et ainsi je tiens à exprimer ma reconnaissance à tous mes amis et collègues pour le soutien moral.

Enfin à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à accomplir ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

*A mes chers parents :Boualam et Lagab
Mebarka qui m'ont soutenu tout au le long de mes
études*

A mon mari ;Aziza samir

A mes chères sœurs et mon frère ;

Nabila, Safinaz , Maned

Et à mes chères copines ;

*Belili Radia, Mazouze Katia, Inssari Nadjat,
Hitache Koko, Wamar Wissam*

A toutes mes collègues ;

Seghira

Sommaire

Remerciements.....	i
Dédicaces.....	ii
Sommaire.....	iii
Liste des Figures.....	vi
Liste des Tableaux.....	xi
Nomenclature.....	x

Introduction générale	1
------------------------------------	----------

Chapitre I : Bibliographie

I. 1. Introduction	3
I. 2. Synthèse bibliographique	3
I. 3 Conclusion	13

Chapitre II : Position et formulation mathématique du problème

II. 1. Introduction.....	14
II. 2. Géométrie du problème	14
II. 2. 1. Les hypothèses simplificatrices	16
II.3. La formulation mathématique	16
II. 3. 1. Équation de continuité (conservation de la masse)	17
II. 3. 2. Équations de la quantité de mouvement	17
II. 3. 3. Équation de l'énergie	17
II. 3. 4. Les conditions aux limites	18
II.4. Les équations sous formes adimensionnelles	18

II. 4. 1. Les nombres adimensionnel	19
II. 4. 2. Transfert thermique	20
II. 5. Méthode numérique	21
II. 5.1. Convergence	21
II. 6. Conclusion	22

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1. Introduction	23
III. 2. Propriétés physique	23
III. 3. Choix du maillage	24
III. 4. Validation du code	24
III. 5. Résultats et discussion	26
III. 5. 1. Influence de la forme.....	26
III. 5. 1. 1. Les lignes de courants.....	26
III. 5. 1. 2. Les isothermes.....	27
III. 5. 1. 3. Nombre de Nusselt.....	30
III. 5. 1. 4. Les profils de vitesse.....	30
III. 5. 2. Influence de la hauteur.....	32
III. 5. 2. 1. Les lignes de courants.....	32
III. 5. 2. 2. Les isothermes.....	34
III. 5. 2. 3. Les profils de vitesse.....	35
III. 5. 2. 4. Nombre de Nusselt.....	36
III. 5. 4. Influence du nombre Prandtl	37
III. 5. 4. 1. Les lignes de courants.....	37
III. 5. 4. 2. Les lignes d'isothermes.....	38

III. 5. 4. 3. Nusselt moyen.....	39
III. 6. Conclusion	41
Conclusion générale	42
Liste des références bibliographiques	x
Résume	

Liste des Figures

Figure I. 1 : Géométrie du problème d' Al-aswadi et <i>al</i> [1].....	3
Figure I. 2 : Géométrie de Nath et Krishnan [2].....	4
Figure I. 3 : Géométrie du problème d' Abbassi et Ben Nassrallah [4].....	5
Figure I. 4 : Schémas du modèle physique de Selimefendigil et Öztop [5].....	5
Figure I.5 : Nusselt moyen en fonction de Hartmann et de la fraction volumique de nanofluide [5].....	5
Figure I. 6 : Géométrie du problème de Xu et <i>al.</i> [6].....	6
Figure I. 7 : Géométrie du problème de Boulkroune et <i>al.</i> [7].....	6
Figure I.8 : Géométrie du problème de Manh et al [8].....	7
Figure I.9 : Canal avec une marche descendante et un cylindre, Kumar et Dhiman [8]...7	
Figure I. 10 : Géométrie du problème de Öztop et Selimefendigil [9].....	8
Figure I.11 : Géométrie du problème de Hussain et Ahmed [10].....	8
Figure I.12 : Effet du nombre Reynolds et Hartmann sur le nombre Nusselt Hussain et Ahmed [11].....	9
Figure I. 13 : Canal avec différents blocages Mohammed et <i>al</i> [12].....	9
Figure I.14 : Géométrie du problème de Li et <i>al</i> [13].....	10
Figure I. 15 : Géométrie du problème de Heshmati et <i>al.</i> [14].....	10
Figure I. 16 : Géométrie du problème de Barman et Dash [15].....	11
Figure I.17 : Canal avec marche descendante monté avec des chicanes de que Boruah et <i>al</i> [16].....	11
Figure I. 18 : Nusselt moyen Boruah et <i>al</i> [17].....	12
Figure I.19 : Canal à élargissement brusque avec une paroi ondulée Hilo et <i>al</i> [17].....	12

Figure II. 1 : La géométrie du problème.....	15
Figure II. 2: Marche descendante avec des chicane rectangulaire.....	15
Figure II. 3 : Marche descendante avec des chicane triangulaires.....	15
Figure III.1 : Détails de maillage choisi.....	24
Figure III. 2 : Comparaison des lignes d'isothermes et de courants avec [7], pour un $Re=100$	25
Figure III. 3 : Comparaison de nombre Nusselt avec nombre de Reynolds [7].....	26
Figure III.4: influence de nombre Reynolds sur les lignes de courant pour la forme plane rectangulaire et triangulaire à $Gr=10^4$	28
Figure III.5: influence de nombre de Grashof sur les lignes de courant pour la forme plane rectangulaire et triangulaire $Re=100$	28
Figure III. 6: influence de nombre Reynolds sur les isothermes pour la forme plane rectangulaire et triangulaire $Gr=10^4$	29
Figure III. 7 : influence de nombre de Grashof sur les isothermes pour la forme plane rectangulaire et triangulaire $Re=100$	29
Figure III.8 : Profiles des vitesses U à $X=2$ et $X=5$ pour différents chicane.....	30
Figure III. 9 : Variation de nombre Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds, pour la forme plane rectangulaire et triangulaire.....	31
Figure III. 10: Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof, la forme plane rectangulaire et triangulaire.....	32
Figure III. 11 : Lignes de courant pour différents nombre de Reynolds à $S=0.05$, $S=0.1$, $S=0.15$ $Gr=10^4$	33
Figure III. 12 : Influence de nombre de Grashof sur lignes de courant pour $S=0.05$, $S=0.1$, $S=0.15$ et $Re=100$	33

Figure III. 13 : Influence de nombre de Reynolds sur les isothermes pour $S=0.05$, $S=0.1$, $S=0.15$ et $Gr=10^4$	34
Figure III. 14 : : Influence de nombre de Grashof sur les isothermes pour $S=0.05$, $S=0.1$, $S=0.15$ et $Re=100$	34
Figure III.15 : Profils des vitesses U à $X=2$ et $X=5$ pour différents hauteur de la marche.....	35
Figure III. 16 : Variation nombre Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour $S=0.05$, $S=0.1$, $S=0.15$ et $Gr=10^4$	36
Figure III. 17 : Variation de nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof, Pur $S=0.05$, $S=0.1$, $S=0.15$ et $Re=100$	37
Figure III.18 : Lignes de courants pour différents nombre de Reynolds à $Pr = 0.026$, $Pr = 1$ et $Pr = 10$	38
Figure III.19 : Les isotherme pour différents nombre de Reynolds à $Pr = 0.026$, $Pr = 1$ et $Pr = 10$	39
Figure III.20 : Nusselt moyen en fonction du nombre Re pour différents nombres de Prandtl.....	40
Figure III.21 : Nusselt moyen en fonction du nombre Gr pour différents nombres de Prandtl.....	40

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Propriétés de l'air à 293,15 K.....23

Tableau III.1 : Influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.....24

Nomenclature

Symboles	Définitions	Unité (SI)
a	La hauteur des chicanes	m
C_p	Chaleur spécifique	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur	$m\ s^{-2}$
H	Hauteur de la cavité a la sortie	m
Nu	Nombre de Nusselt	-
p	Pression	Pa
P	Pression adimensionnelle ($P=p/\rho_0 U_0^2$)	-
q	Flux de chaleur	W
s	La hauteur de la marche	m
T	Température	K
u, v	Composantes de la vitesse selon x et y	$m\ s^{-1}$
U, V	Vitesses adimensionnelles	-
x, y	Cordonnées cartésiennes	m
X, Y	Cordonnées adimensionnelles	-

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique	$m^2\ s^{-1}$
β	Coefficient de dilatation du fluide à pression constante ($1/T$)	K^{-1}
λ	Conductivité thermique	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique (μ/ρ)	$m^2\ s^{-1}$
θ	Température adimensionnelle	-

Indices

H, C Surface chaude, surface froide
o Paramètre de référence

Groupements adimensionnels

Pr Nombre de Prandtl,
Re Nombre de Reynolds
Gr Nombre de Grashof
Ri Nombre de Richardson

Introduction Générale

Introduction générale

Dans la vie quotidienne, on observe autour de nous plusieurs phénomènes, naturels ou autres, qui sont gouvernés par les lois de la physique. Ces phénomènes, stationnaires ou instationnaires, peuvent appartenir aux différents domaines de la recherche. Parmi ces domaines l'échange thermique et la mécanique des fluides : sciences qui servent à comprendre et à décrire le transfert de chaleur et l'écoulement de liquides et de gaz et leurs interactions avec les corps solides. Ces sciences reposent avant tout sur l'application de lois fondamentales de la mécanique et de la thermodynamique.

Dans la nature, les systèmes et phénomènes physiques les plus intéressants sont aussi les plus complexes à étudier. Ils sont souvent régis par un grand nombre de paramètres non linéaires interagissant entre eux (la météorologie, la turbulence des fluides...). L'une des solutions est de réaliser une série d'expériences pour analyser les paramètres et grandeurs du système. Mais les essais peuvent s'avérer très coûteux (essais en vol, essais avec matériaux rares...) et ils peuvent être très dangereux (essais nucléaires, environnement spatial...). Enfin il peut être difficile de mesurer tous les paramètres : échelles du problème trop petites (chimie du vivant, couche limite en fluide...) ou trop grandes (astrophysique, météorologie, géophysique...).

Durant les dernières décennies, c'est grâce à la capacité grandissante des outils informatiques et au développement rapide des méthodes numériques, qu'il est devenu possible pour les communautés scientifiques et industrielles de prédire et comprendre les caractéristiques d'écoulements de fluides. Ceci est en partie dû au fait que les simulations numériques d'écoulement de fluides nous permettent d'étudier une vaste gamme de paramètres dans une période de temps relativement courte et à un coût considérablement moindre, que de les étudier par les méthodes de recherche classiques (prototypes, études expérimentales,...).

Dans ce travail nous étudions le transfert de chaleur par convection d'un écoulement laminaire bidimensionnel pour un fluide incompressible, en aval d'une marche descendante, i.e, un canal avec un élargissement brusque, avec une paroi inférieure chauffée par une température constante. Le but de ce travail est de déterminer l'influence de certains paramètres tels que, le nombre Reynolds, le nombre Grashof, la forme de la paroi en aval de la marche ainsi que sa hauteur.

Notre étude est structurée en trois chapitres, Le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique sur la convection dans des canaux présentant un élargissement brusque. Le deuxième chapitre présente la géométrie du problème ainsi que sa formulation mathématique. Le dernier chapitre est consacré à la présentation des principaux résultats de nos simulations.

Enfin une conclusion générale est élaborée en guise de synthèse des résultats, en évoquant d'éventuelles perspectives de futures études.

CHAPITRE I

Chapitre I : Recherche bibliographique

I.1. Introduction

L'étude de l'écoulement et de transfert de chaleur dans canaux ou des cavités avec une marche descendante ouvertes a une grande importance dans beaucoup de processus industrielles tels que le refroidissement des composants électroniques, les chambres de combustion ou en génie des procédés. D'où la justification de l'intérêt accordé par les nombreux chercheurs à ce type d'écoulement.

I.2. Synthèse bibliographique

Plusieurs auteurs ont étudié le comportement de l'écoulement dans l'élargissement brusque parmi eux, on trouve.

Al-aswadi et al [1] qui ont étudié l'écoulement laminaire par convection forcée dans canal avec une marche descendante remplie de plusieurs nanofluides, en utilisant la méthode des volumes finis. Leur résultat montre qu'une région de recirculation primaire a été développée après l'expansion soudaine et elle commence à changer pour devenir un écoulement entièrement développé en aval du point de rattachement et ce point se déplace en aval lorsque le nombre de Reynolds augmente. Ils ont montré que les nanoparticules (SiO_2) ont la vitesse la plus élevée parmi les autres, tandis que les nanoparticules (Au) ont la vitesse la plus faible. La pression statique et la contrainte de cisaillement des parois augmentent avec le nombre Reynolds et inversement pour le coefficient de friction.

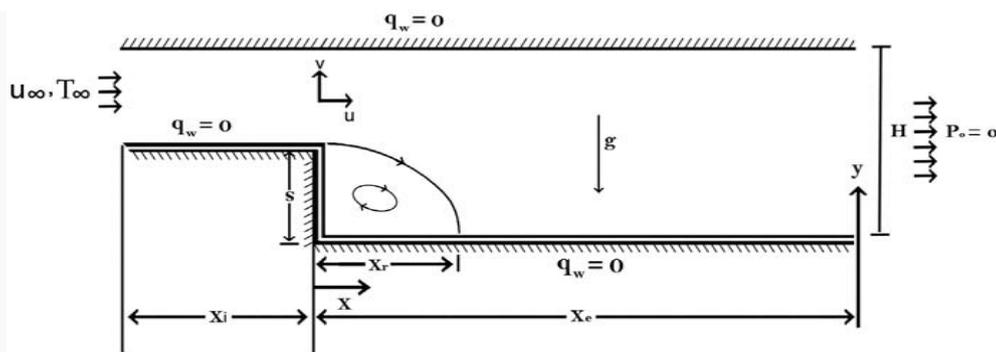


Figure I.1 : Géométrie du problème d'Al-aswadi et al [1].

On trouve aussi, **Nath et Krishnan [2]** ont mené une étude numérique sur l'écoulement de la convection thermosolutale dans un canal avec élargissement brusque rempli d'un nanofluide (Cui-eau). Les résultats des calculs ont été discutés pour la variation du rapport de flottabilité (-10 à 10), de nombre de Prandtl (1,76 et 6,2) et de la fraction volumiques des nanoparticules (0, 0,05, 0,1, 0,2) pour un Reynolds ($Re=120$) et Richardson ($Ri=0,1$). Les résultats de simulation obtenus indiquent que la longueur du rattachement à l'aval de la marche augmente avec l'augmentation du taux de flottabilité et de la fraction des nanoparticules. Et que le nombre Nusselt croît (77 %) avec la fraction volumique des nanoparticules, par contre le nombre de Sherwood diminue (34 %) avec le rapport de flottabilité et la fraction des nanoparticules pour un $Pr=6,2$.

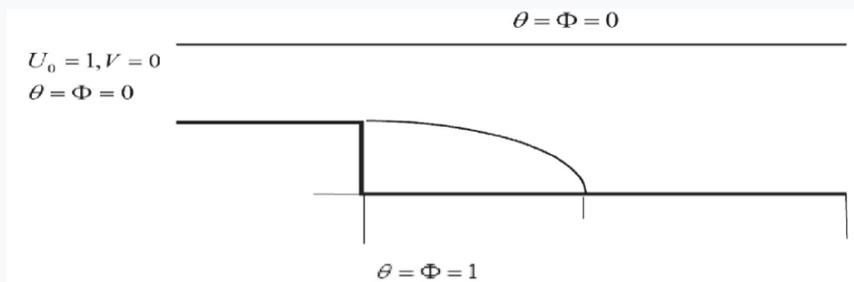


Figure I.2 : Géométrie de **Nath et Krishnan [2]**.

Zhao et al [3] ont étudié les simulations numériques (quasi-DNS) de la convection forcée dans un canal muni d'une marche descendante avec un régime d'écoulement turbulent, pour les bas nombres de Prandtl ($Pr = 0,01, 0,025, 0,1, 1$) à un nombre de Reynolds de 4805. Leur résultat montre que pour les bas Prandtl, l'effet de la diffusion est important, la couche limite thermique est beaucoup plus épaisse, le nombre de Nusselt est plus petit et le nombre de Stanton est plus grand. Aussi, la position de transfert de chaleur maximale dépend fortement du nombre Prandtl.

Abbassi et Ben Nassrallah [4] ont mené une investigation d'un écoulement laminaire dans canal avec un élargissement brusque rempli d'un fluide visqueux incompressible et électriquement conducteur sous l'effet d'un champ magnétique. Les simulations numériques sont effectuées pour différents nombre Stuart ($0 \leq N \leq 0,2$) et nombre de Prandtl ($Pr = 0,02$ et $7,2$) à $Re = 380$. Leur résultat montre que le champ magnétique externe fait diminuer la taille de la zone de recirculation, i.e., l'écoulement de base est amorti par la force magnétique induite, tandis que l'écoulement près des parois du canal est accéléré. Et que Le transfert de

chaleur est considérablement amélioré par le champ magnétique pour un grand nombre de Prandtl.

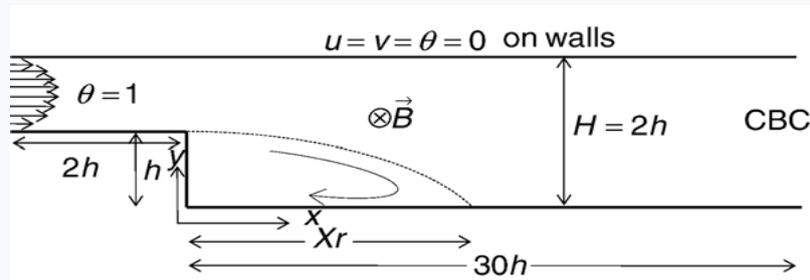


Figure I.3 : Géométrie du problème d'Abbassi et Ben Nassrallah [4].

Dans le même contexte, Selimefendigil et Öztop [5] ont étudié numériquement la convection forcée laminaire dans canal muni d'une marche descendante pour différents inclinaison d'un champ magnétique en utilisant la méthode des éléments finis. Plusieurs paramètres ont été analysé, nombre de Reynolds (20 à 200), nombre de Hartmann (0 à 50) et fraction volumique des nanoparticules (0 à 0,04). Leurs résultats montrent que le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds et l'inclinaison du champ magnétique ainsi que avec les fractions volumiques des nanoparticules. Ils ont aussi montré que rapport total de la génération d'entropie augmente avec l'augmentation du nombre Re , fraction volumique des nanoparticules et diminution du nombre Ha .

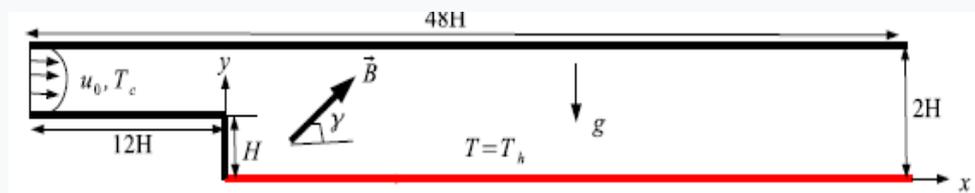


Figure I.4 : Schémas du modèle physique de Selimefendigil et Öztop [5].

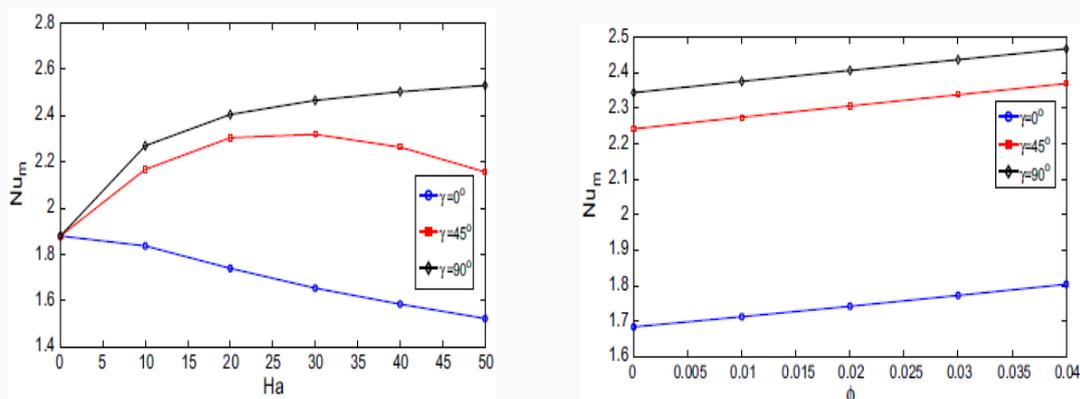


Figure I.5 : Nusselt moyen en fonction de Hartmann et de la fraction volumique de nanofluides [5].

Xu et al [6] ont effectué une étude numérique d'un écoulement incompressible dans un canal tridimensionnel avec élargissement brusque pour différents nombres de Reynolds ($200 \leq Re \leq 1400$). Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode des volumes finis. Leurs résultats montrent que la longueur de la zone de développement atteint la valeur maximale (pic) à $Re = 1000$, puis diminue à mesure que ce dernier augmente et que l'instabilité de l'écoulement a une meilleure contribution au transfert de chaleur dans la zone centrale. Aussi, les échanges entre le fluide chaud et froid causés par une instabilité périodique ont des effets positifs sur l'amélioration du transfert de chaleur.

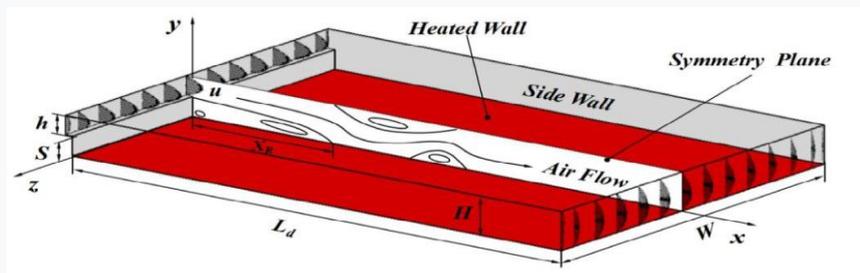


Figure I.6 : Géométrie du problème de **Xu et al. [6]**.

Dans le travail de **Boukroune et al. [7]**, ils ont fait une étude numérique du phénomène de la convection naturelle laminaire dans un canal vertical présentant un élargissement brusque, dont les parois latérales sont soumises à une température constante, tandis que la paroi constituant l'élargissement brusque est considérée comme adiabatique. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie régissant le phénomène ont été discrétisées suivant la méthode des différences finies. Les résultats sont présentés sous formes des champs hydrodynamique et thermique pour différentes valeurs du nombre de Grashof et du seuil de l'élargissement brusque.

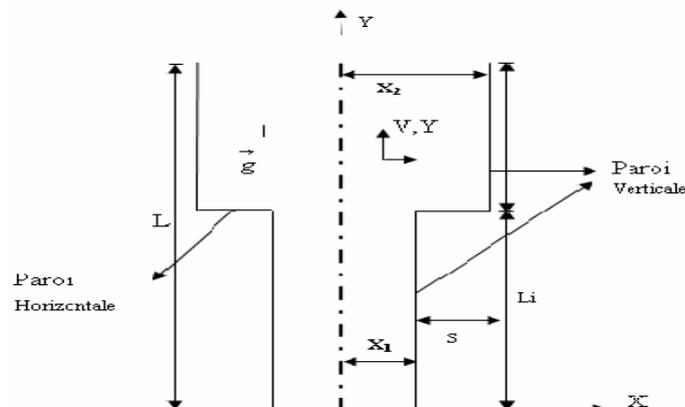


Figure I.7 : Géométrie du problème de **Boukroune et al. [7]**.

Plus récemment, on trouve **Manh et al [8]** qui ont utilisé la méthode des volumes finis pour modéliser l'impact de la force magnétique non homogène sur les performances thermiques d'un écoulement de nanomatériaux dans une marche orienté descendante. Pour leur étude, un fil électrique vertical est choisi pour produire un champ magnétique non homogène. Ainsi que modèle, 4 nanoparticules Vol% (Fe_3O_4) sont ajoutées à l'eau pure pour atteindre le nanofluide. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur local pourrait augmenter jusqu'à 300% avec l'imposition d'une source magnétique. De plus, le nombre croissant des sources magnétiques pourrait améliorer considérablement les caractéristiques thermiques.

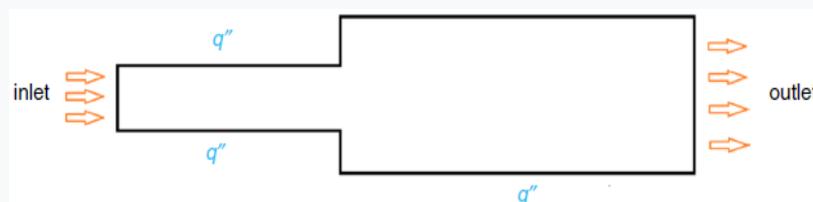


Figure I.8 : Géométrie du problème de **Manh et al [8]**.

On trouve aussi beaucoup d'investigations sur l'effet des blocages ou des déflecteurs sur le comportement dynamique et thermique. Parmi eux, **Kumar et Dhiman [9]** qui ont étudié les caractéristiques de l'écoulement laminaire de la convection forcée dans un canal bidimensionnel avec une marche descendante au moyen de l'introduction d'un cylindre circulaire adiabatique. Les équations régissant le problème ainsi que les conditions aux limites sont résolus en utilisant la méthode des volumes finis. Les paramètres comme la longueur de sillage / recirculation, le coefficient de traînée totale et le nombre de Nusselt ont été analysés. Leurs résultats montrent une augmentation de la valeur de Nusselt maximale de 155% en utilisant un cylindre circulaire par rapport au canal non obstrué (c'est-à-dire sans cylindre).

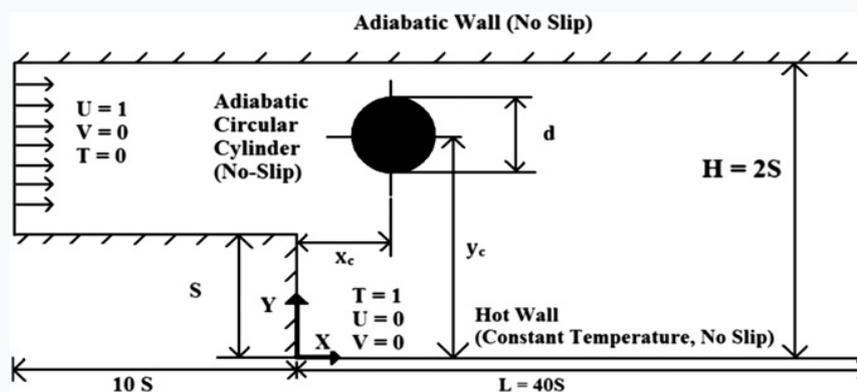


Figure I.9 : Canal avec une marche descendante et un cylindre, **Kumar et Dhiman [9]**.

Öztop et Selimefendigil [10] ont mené une étude numérique sur l'amélioration du transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement d'un cylindre en rotation sous l'effet d'un champ magnétique dans un canal avec une marche descendante en utilisant la méthode des éléments finis. Les effets de nombre Reynolds ($10 \leq Re \leq 200$), angle de rotation de cylindre ($-75 \leq \Omega \leq 75$) et de la force du champ magnétique ont été étudiés. Leur résultat montre que taille de la zone de circulation peut être contrôlée par le champ magnétique et l'angle de rotation de cylindre.

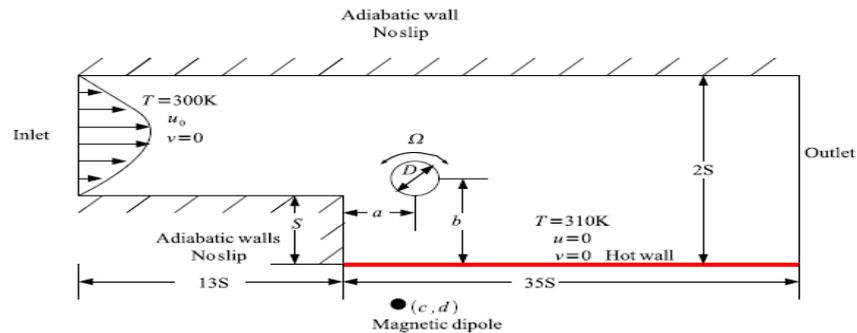


Figure I.10 : Géométrie du problème de **Öztop et Selimefendigil [10]**.

Plus récemment, **Hussain et Ahmed [11]** ont étudié la convection forcée magnétohydrodynamique instationnaire d'un ferrofluide (Fe_3O_4 -eau) dans un canal avec élargissement brusque muni d'un cylindre rotatif de dimensions fixes. Les équations gouvernantes du problème sont discrétisé en utilisant la méthode des éléments finis. Plusieurs paramètres tels que, le nombre de Hartmann, l'angle d'inclinaison du champ magnétique, le nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules ont été analysées. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt et le coefficient de portance augmentent avec le nombre de Re et la fraction volumique des nanoparticules. D'autre part, le nombre de Nusselt moyen diminue considérablement avec l'accroissement du nombre Hartmann.

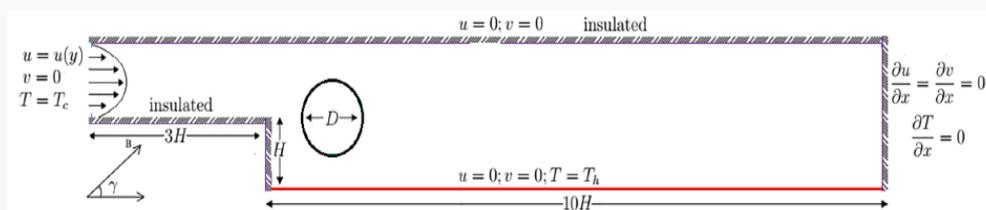
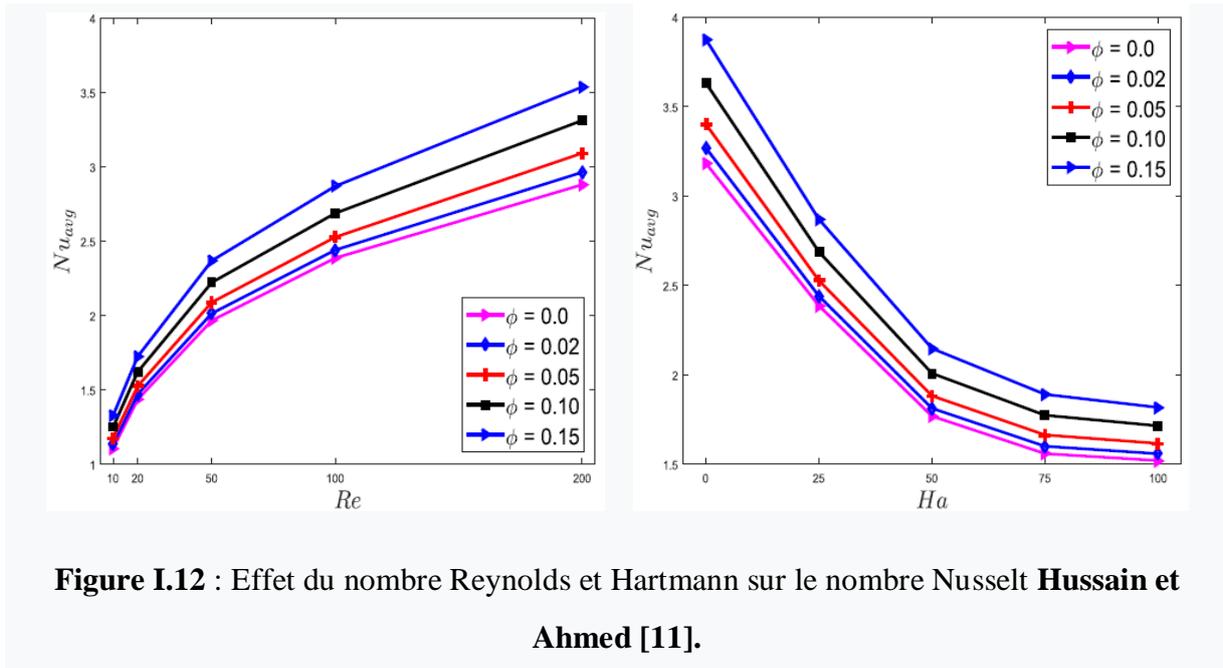
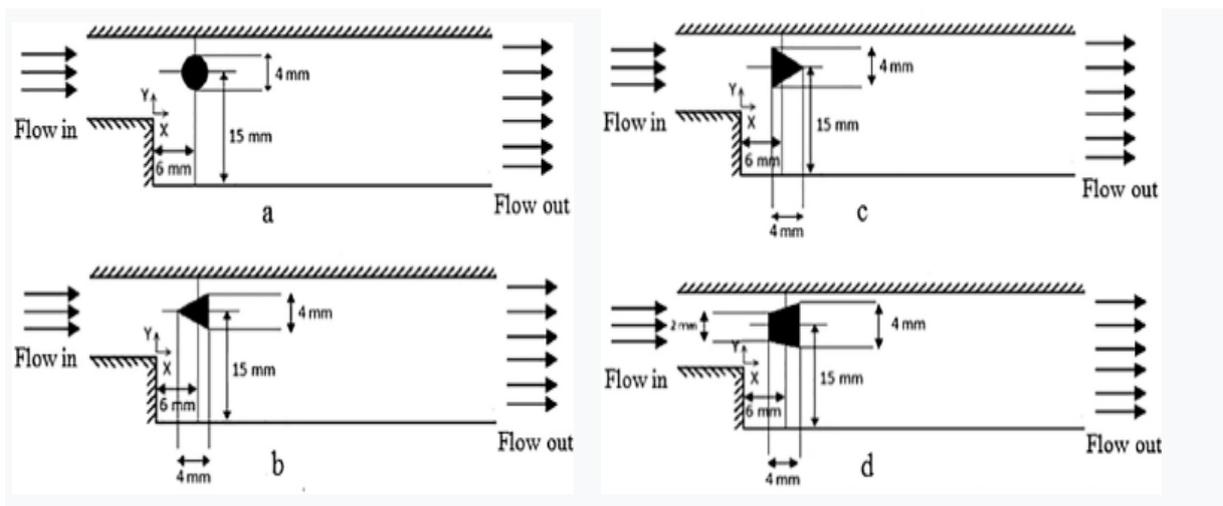


Figure I.11 : Géométrie du problème de **Hussain et Ahmed [11]**.



Mohammed et al [12] ont étudié numériquement les effets de trois différents types de formes de blocage (circulaire, triangulaire et trapézoïdal) dans un canal à élargissement brusque rempli d’nanofluide sur la convection mixte laminaire et transitoire en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats révèlent que il n’y a pas de changement significatif de l’écoulement et de la zone de recirculation proche de la marche et du blocage. Ils ont montré que le nombre de Nusselt moyen est plus grand pour un blocage de forme triangulaire et plus petit pour un blocage trapézoïdal.



Li et al [13] ont analysé l’écoulement et le transfert de chaleur dans un canal à élargissement brusque monté avec un déflecteur (dérouteur) poreux. Les effets de différents

paramètres, géométriques (longueur, largeur de déflecteur et distance avec la marche), nombre de Darcy (10^{-2} , 10^{-3} , 10^{-4} , 10^{-6}) et nombre de Reynolds (100, 200, 300, 400, 500) sur le transfert de chaleur et la chute de pression ont été étudiées. Les simulations montrent que le transfert de chaleur s'améliore avec le nombre de Reynolds et que des déflecteurs plus grand entraîne un taux de transfert de chaleur plus grand.

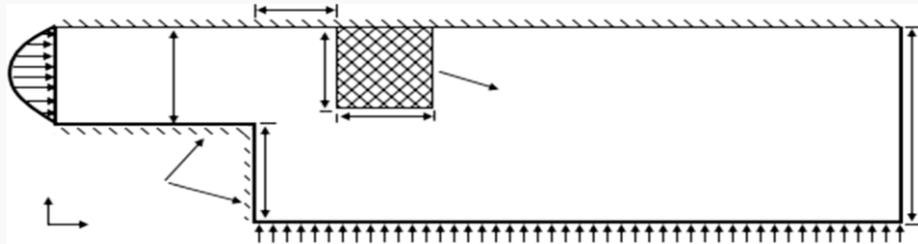


Figure I.14 : Géométrie du problème de **Li et al** [13].

Heshmati et al [14] ont analysé le transfert de chaleur par convection mixte sur une marche descendante avec une fente inclinée remplie de nanofluides (Al_2O_3 , CuO , ZnO , SiO_2) en utilisant la méthode des volumes finis. Différents nombre de Reynolds (50 - 400), fraction volumique (0 - 4 %) et diamètres des nanoparticules (20 - 50 nm). Les résultats ont clairement montré que SiO_2 avec 4 % et 20 nm de diamètre présente les meilleures performances pour l'amélioration du transfert de chaleur par rapport à d'autres nanoparticules. Ils ont constaté également que le déflecteur incliné placé sur la paroi chaude présente le meilleur taux de transfert de chaleur.

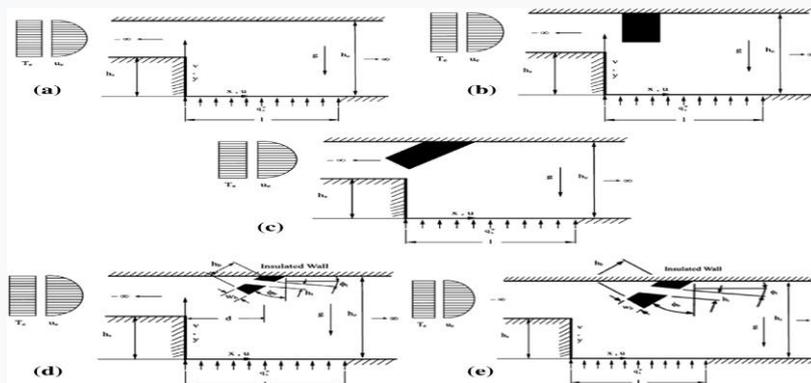


Figure I.15 : Géométrie du problème de **Heshmati et al.** [14].

Barman et Dash [15] ont réalisé une étude numérique sur le comportement de l'écoulement de la convection forcée turbulente dans un canal rectangulaire à double marche montantes avec des obstacles cylindriques placés à proximité des marches. Les équations

d'écoulement ainsi que le modèle $k-\varepsilon$ standard utilisé pour la turbulence sont résolus par la méthode des volumes finis. Les résultats révèlent que, lorsque les deux obstacles sont positionnés verticalement avec le même rapport de position, le taux de transfert de chaleur augmente à mesure que le rapport de position des obstacles augmente.

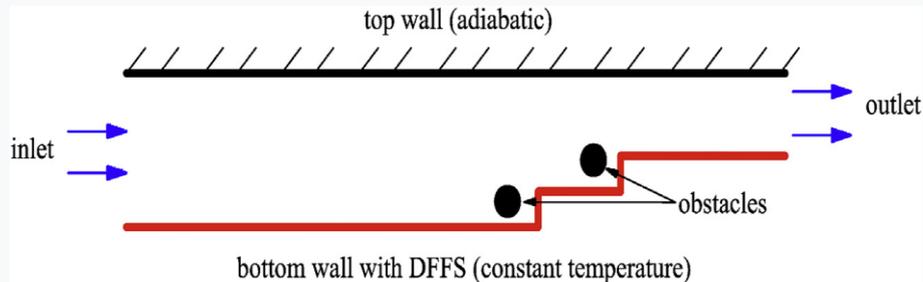


Figure I.16 : Géométrie du problème de **Barman et Dash [15]**.

D'autres ont analysé l'effet d'une paroi ondulée ou de forme particulière, tels que **Boruah et al [16]** qui ont étudié numériquement les caractéristiques thermiques, dynamiques et la génération d'entropie pour la convection mixte à travers un canal avec une marche descendante muni avec différents formes de chicanes (carré, triangulaire et elliptique). Leur résultat montre que la longueur de rattachement diminue avec le nombre de chicanes (obstacles) et inversement proportionnel à la taille des chicanes et que le nombre de Nusselt local dépend fortement de la taille et de la forme des chicanes. Aussi, ils ont montré que les chicanes elliptiques dans le canal avec une marche descendante sont un choix de conception optimal du point de vue des performances thermo-hydrauliques et de la génération d'entropie.

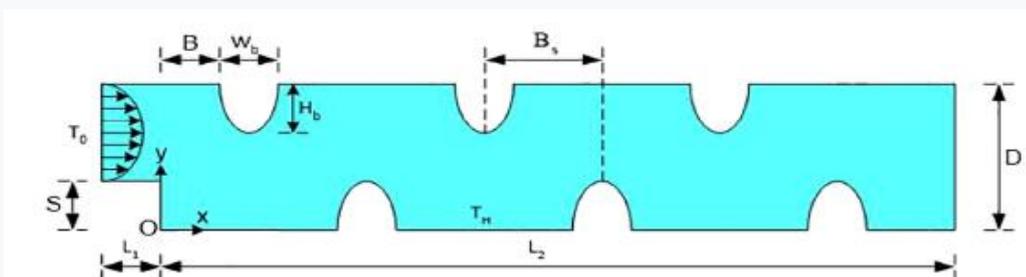


Figure I.17 : Canal avec marche descendante muni de chicanes de **Boruah et al [16]**.

Les mêmes auteurs, **Boruah et al [17]** ont examiné l'écoulement laminaire de la convection mixte avec un fluide non newtonien basé sur le modèle de loi de puissance dans un canal de marche descendante avec différentes configurations de chicanes. Plusieurs paramètres géométriques, indice de comportement ($n = 0,5, 0,8, 1, 1,2, 1,5$) ainsi que le

nombre Richardson (0,1-10) ont été analysés pour un nombre Reynolds de 100. Leurs résultats montrent que la longueur de la zone de recirculation formée après la marche augmente avec le nombre de Richardson et diminue avec l'indice (n). Ils ont montré aussi que le taux de transfert de chaleur, la chute de pression et la génération d'entropie dépendent fortement des arrangements des chicanes et de la distance entre la marche et les chicanes.

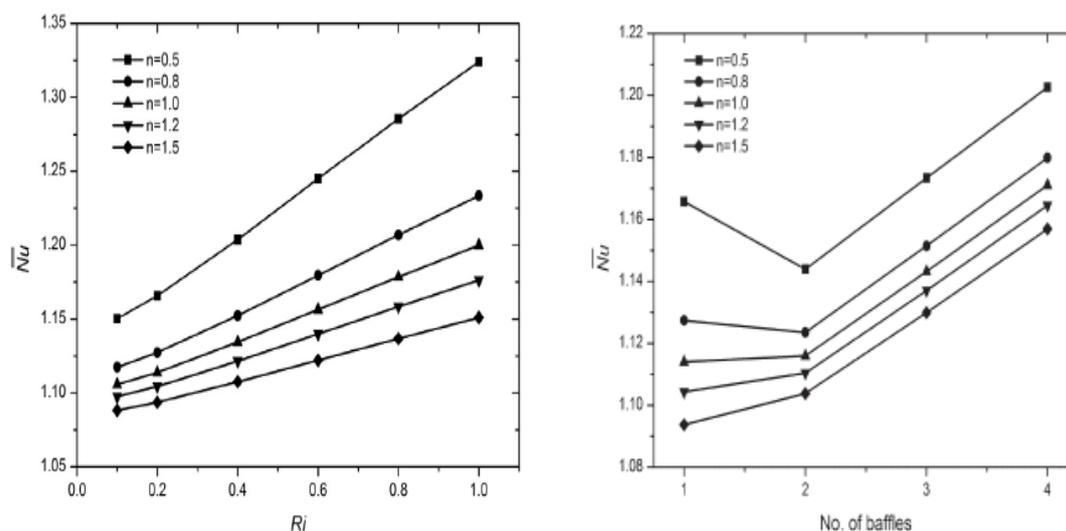


Figure I.18 : Nusselt moyen **Boruah et al [17]**.

Plus récemment, **Hilo et al [18]** ont mené une étude numérique sur un écoulement turbulent et le transfert de chaleur dans un canal à élargissement brusque combiné avec différents formes de parois ondulées. Les équations gouvernantes ont été résolues en utilisant la méthode volumes finis et l'algorithme. Plusieurs paramètres, la forme de la paroi, la hauteur de l'amplitude et le nombre de Reynolds ont été analysés. Leurs résultats montrent que l'utilisation d'une paroi ondulée s'accompagne d'une amélioration du transfert de chaleur et d'une légère augmentation de coefficient de friction. Aussi, ils ont trouvé que l'ondulation de forme trapézoïdale est celle qui présente le meilleur taux transfert de chaleur.

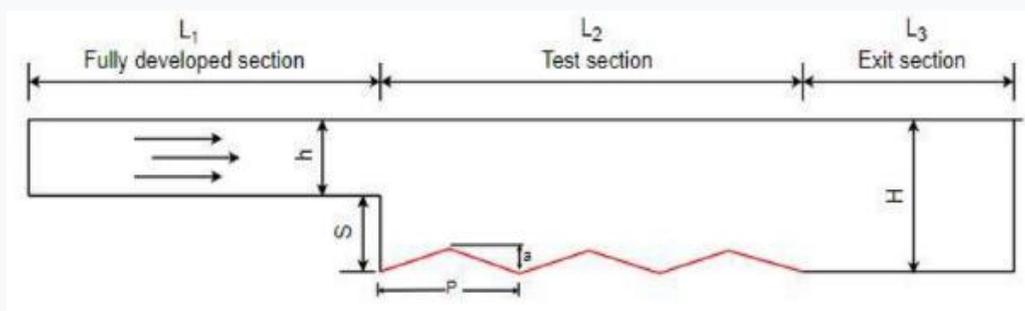


Figure I.19 : Canal à élargissement brusque avec une paroi ondulée **Hilo et al [18]**.

I.3. Conclusion

A travers cette recherche bibliographique sur les écoulements dans les canaux qui présente un élargissement brusque constitue un véritable engouement de la part des chercheurs. On constaté que il y a très peu de recherches effectuées sur l'influence d'une paroi non uniforme, ce qui fera ainsi l'objet de notre étude.

CHAPITRE II

Chapitre II : Position et formulation mathématique du problème

II.1. Introduction

L'étude d'un phénomène physique passe par la formulation des lois sous forme d'équations mathématiques reliant les différentes variables intervenant dans le déroulement du phénomène. En général, ces équations sont : l'équation de continuité qui traduit le principe de conservation de masse, les équations de Navier-Stokes qui traduisent le principe de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie qui représente le principe de conservation de l'énergie. La description d'un problème donné passe aussi par la définition d'un certain nombre de conditions aux frontières et si le processus est non stationnaire par des conditions initiales.

II.2. Géométrie du problème

L'étude porte sur l'écoulement dans un canal horizontale avec un élargissement brusque (marche descendante) (Hauteur H et Longueur $13S$) représentée sur la figure (II.1) remplie d'un air ($Pr = 0.71$). Toutes les parois du problème sont adiabatiques sauf la paroi inférieure qui est portée à une température chaude T_H . L'air entre avec une vitesse constante U_0 et une température froide T_c . D'autres formes de la paroi inférieure ont été considérées, avec des chicanes rectangulaires (Figure II.2) et des chicanes triangulaires (Figure II.3). Pour la suite, on définit les rapports géométriques (rapport de forme) suivants : $B = H / S$ et $C = a / S$.

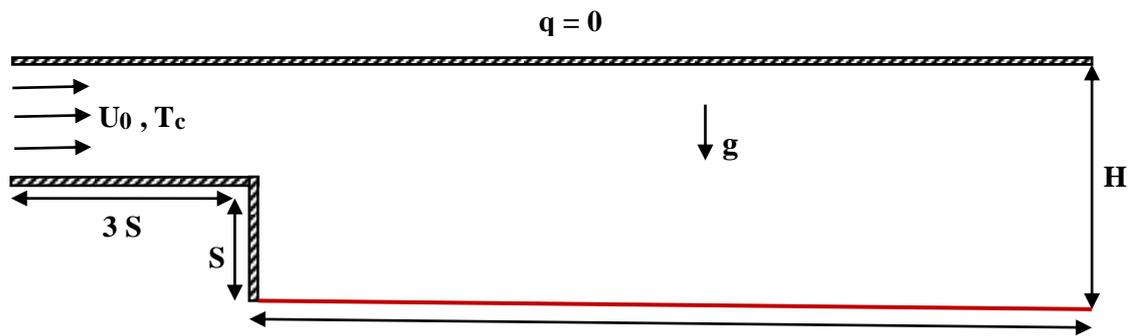


Figure II. 1 : La géométrie du problème.

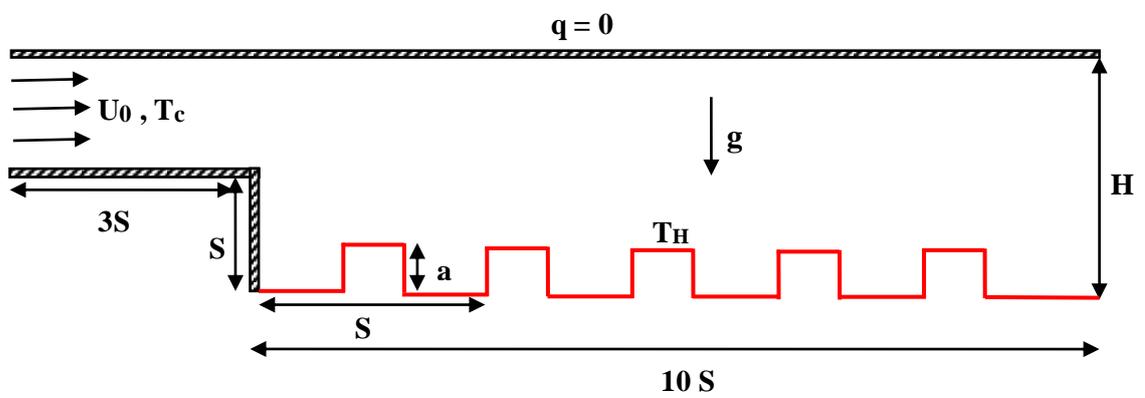


Figure II. 2: Marche descendante avec des chicane rectangulaire.

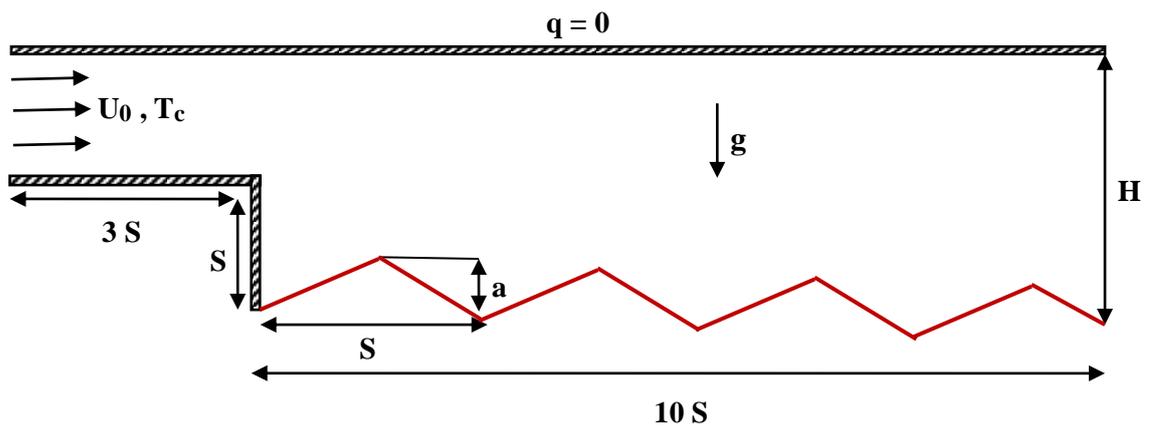


Figure II. 3 : Marche descendante avec des chicanes triangulaires.

II. 2.1. Les hypothèses simplificatrices

Afin d'étudier les phénomènes complexes mis en jeu dans le présent travail, nous allons adopter les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Fluide est newtonien et supposé incompressible
- Le régime d'écoulement est laminaire et stationnaire.
- Écoulement est bidimensionnel (x, y)
- L'approximation de Boussinesq est valide, elle repose sur deux hypothèses, d'une part, elle postule que la masse volumique est constante dans tous les termes sauf pour le cas de force de volume (ρg), d'autre part, elle suppose un écart de température entre les surfaces actives de la cavité <100 °C. En se limitant, au premier terme du développement de ρ en terme de température, on peut écrire :

$$\rho(T) = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.1})$$

ρ_0 et β étant respectivement la masse volumique à la température de référence T_0 et le coefficient de dilatation volumique à pression constante, avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II.2})$$

- On admet que les vitesses mises en jeu sont relativement faibles de sorte que la fonction de dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie peut être négligée.

II.3. La formulation mathématique

Equations qui décrivent notre problème, écoulement de la convection mixte dans un canal avec élargissement brusque, découlement des principes des trois principes de conservation. En tenant compte de ces hypothèses simplificatrices ci-dessus, on aura :

II. 3.1. Équation de continuité (conservation de la masse)

En se plaçant dans le cadre d'un fluide incompressible, l'équation de continuité obtenue en appliquant le principe de conservation de la masse, s'écrit en coordonnées cartésiennes et pour un écoulement bidimensionnel, sous la forme :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.3})$$

II. 3.2. Équations de la quantité de mouvement

En appliquant le bilan de la quantité de mouvement pour un domaine fixe et en se plaçant dans le cadre des hypothèses simplificatrices. L'équation vectorielle de la conservation de la quantité de mouvement à travers un milieu fluide s'écrit :

La projection de cette équation sur l'axe des x :

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

La projection de cette équation sur l'axe des y :

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.5})$$

II. 3.3. Équation de l'énergie

Le principe de la conservation de l'énergie mène à l'équation d'énergie suivante :

$$(\rho C_p) \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

Dans ces équations u et v sont les composantes de la vitesse dans la direction x et y respectivement et T et p sont la température et la pression. ρ , μ , λ et C_p représentent la densité, la viscosité dynamique, conductivité thermique et la chaleur spécifique à pression constante, respectivement.

Les équations (II.3)-(II.6) constituent un système d'équations différentielles partielles couplées. Pour obtenir un système fermé, il est nécessaire de définir des conditions aux limites.

II.3.4. Les conditions aux limites

· Les conditions aux limites de problème sont :

$$\text{A l'entrée :} \quad u = U_0, \quad v = 0, \quad T = T_c$$

$$\text{A la sortie :} \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$\text{La paroi supérieure et autres parois :} \quad u = v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (\text{surface adiabatique, 'n'}$$

représente la direction normale)

$$\text{Paroi inférieure en aval de la marche :} \quad u = v = 0, \quad T = T_H$$

II.4. Les équations sous formes adimensionnelles

L'utilisation des équations sous forme adimensionnelle, permet de généraliser les phénomènes physiques, car leurs existences et leurs évolutions sont indépendantes du système d'unité de mesure utilisé pour les étudier. Autrement dit, elles permettent d'obtenir des informations plus générales, et jouent un rôle important dans la similitude. Afin de faire apparaître les paramètres de contrôle, il est nécessaire de définir, moyennant des grandeurs caractéristiques du problème :

- H : longueur caractéristique.
- $\rho_0 U_0^2$: pression caractéristique.
- $T_H - T_C$: température caractéristique.
- U_0 : vitesse caractéristique.

Et avec les variables sans dimension suivantes :

$$X = \frac{x}{H}; \quad Y = \frac{y}{H}; \quad U = \frac{u}{U_0}; \quad V = \frac{v}{U_0}; \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c}; \quad P = \frac{p}{\rho U_0^2}$$

En introduisant ces grandeurs sans dimensions dans les équations précédentes, nous obtenons :

a) *Equation de continuité :*

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{II.7}$$

b) *Equation de quantité de mouvement (selon x et x) :*

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.8})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.9})$$

c) *Equation de l'énergie :*

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.10})$$

d) **Les conditions aux limites**

A l'entrée : $U = U_0, \quad V = 0, \quad \theta = 0$

A la sortie : $\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$

La paroi supérieure et autres parois : $U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

Paroi inférieure en aval de la marche : $U = V = 0, \quad \theta = 1$

II.4.1. Les nombres adimensionnel

Fréquemment, les principales caractéristiques d'un écoulement peuvent être déterminées à l'aide de nombre sans dimension. Dans cette section, nous présentons les nombres sans dimensions que nous avons utilisés dans ce document, La majorité de ces nombres apparaît naturellement lors de l'adimensionnalisation. Ces nombres sont les suivants :

- **Nombre de Reynolds** : Ce nombre définit le rapport entre les forces d'inertie (termes convectifs) et les forces de viscosité. De plus, le passage du régime laminaire au régime turbulent est souvent caractérisé par ce nombre :

$$\text{Re} = \frac{U_0 H}{\nu}$$

- **Nombre de Prandtl** : Il quantifie le rapport entre les transferts de la quantité de mouvement par les forces visqueuses et le transfert de chaleur par conductivité thermique (il caractérise le type de fluide).

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha}$$

- **Nombre de Grashof** : Il caractérise le rapport entre les forces de gravité et les forces visqueuses. Il caractérise les mouvements occasionnés dans le fluide par les gradients thermiques. Il joue le même rôle que le nombre de Reynolds en convection forcée.

$$Gr = \frac{g\beta(T_H - T_C)H^3}{\nu^2}$$

- **Nombre de Richardson** : Il caractérise la convection mixte et définit précisément les domaines de prépondérance de la convection forcée et de la convection naturelle. Si : $Gr \ll Re^2$, la convection forcée l'emporte. Si : $Gr \gg Re^2$, la convection naturelle l'emporte. Si : $Gr \approx Re^2$, on est dans le domaine de la convection mixte :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

II. 4.2. Transfert thermique

Pour toute étude sur la convection, on a besoin de connaître ou d'évaluer le coefficient de transfert convectif (h) en vue de quantifier la quantité de chaleur échangée entre le fluide et la paroi qui le délimite. Ce coefficient de transfert thermique, peut être exprimé sous forme d'un nombre dit de Nusselt tel que :

$$Nu = \frac{h L_{réf}}{\lambda}$$

Avec

Nu : représente le rapport entre les transferts par convection sur la conduction, d'un grand intérêt dans les applications d'ingénierie est utilisé pour évaluer le taux de transfert de chaleur sur les surfaces délimitant le fluide.

$L_{réf}$ = la longueur de référence

II.5. Méthode numérique

Les équations aux dérivées partielles de Navier-Stokes présentées précédemment gouvernent les écoulements instationnaires des fluides incompressibles dans une géométrie quelconque. Ces équations sont non linéaires et couplées pour lesquelles une solution analytique reste difficile à obtenir. Cela impose le recours aux méthodes de résolutions numériques. Tel que, les différences finis, élément finis, volume finis, les méthodes spectrales et la méthode de Lattice Boltzmann.

Pour notre étude nous avons opté pour la méthode des volumes finis (**Patankar [19]**) pour sa simplicité et applicabilité à toutes géométries) et on peut résumer les étapes de la méthode des volumes finis comme suit :

- Discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle ;
- Formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

II. 5.1. Convergence

On dit qu'un processus itératif a atteint la convergence; qui veut dire approcher au mieux la solution stable des systèmes d'équations en un nombre optimal d'itérations, lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables dépendantes (vitesses et température). Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé aussi (critère de convergence) qui dépend de la nature du problème et des objectifs du calcul, Pour notre cas le critère est de 10^{-5} .

II.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle physique considéré et les équations qui régissent le phénomène de la convection mixte en régime laminaire stationnaire à l'intérieur dans un canal avec une marche descendante (élargissement brusque).

Nous aboutissons au modèle mathématique. Ce dernier est alors constitué d'un système d'équations, cerné par des conditions aux limites, il s'agit d'un système complexe possédant des équations qui sont issues de thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc connues. Mais, la résolution analytique de ces équations n'est pratiquement jamais obtenue à cause de la complexité de ce bilan des équations.

En effet, l'utilisation des méthodes numériques sera pratiquement nécessaire pour la résolution des équations de bilan. Pour notre problème, on a employé la méthode des volumes finis.

CHAPITRE III

Chapitre III : Résultats et discussion

III. 1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter l'influence de certains paramètres sur le comportement de l'écoulement et le mécanisme du transfert de chaleur en convection mixte laminaire et stationnaire dans un canal avec élargissement brusque (une marche descendante) de différentes formes avec un fluide incompressible. En premier lieu, nous présentons une étude de maillage et une validation du modèle numérique à ceux qui sont présents dans la littérature. Ensuite une discussion des principaux résultats de nos simulations. L'analyse concerne la distribution des lignes de courants et d'isothermes, l'évolution des profils des vitesses ainsi que le nombre de Nusselt moyen le long de la paroi inférieure chaude.

III. 2. Propriétés physique

le fluide considéré est de l'air, dont les constantes thermophysiques pour un $Pr = 0,73$ à une température de 293,15 K, sont données dans le tableau suivant :

Masse volumique (ρ_0)	Viscosité dynamique (μ)	Viscosité cinématique (ν)	Conductivité thermique (λ)	Chaleur spécifique (C_p)	Diffusivité thermique (α)	Coefficient d'expansion thermique (β)
1,204 kg m ⁻³	1,825 10 ⁻⁵ kg m ⁻¹ s ⁻¹	1,516 10 ⁻⁵ kg m ⁻¹ s ⁻¹	0,02514 W m ⁻¹ K ⁻¹	1,007 10 ³ J kg ⁻¹ K ⁻¹	2,074 10 ⁻⁵ m ² s ⁻¹	0,003411 K ⁻¹

Tableau III.1 : Propriétés de l'air à 293,15 K.

III. 3. Choix du maillage

Avant d'entamer la validation, Différents maillages uniformes sont pris en considération dans cette étude, pour examiner l'indépendance du maillage et pour assurer l'exactitude et la fiabilité de la solution numérique avant de passer aux calculs, nous avons considéré plusieurs maillages différents. Le test du maillage a été fait sur le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude dans un canal munie d'une marche descendante pour un nombre de Reynolds $Re = 100$ et un Grashof $Gr = 10^4$.

D'après le tableau (III.1), nous constatons que le nombre de Nusselt moyen devient adoptera donc pour des raisons de compromis précision/temps de calcul un maillage 140x60 (9421 nœuds).

Grille	Nusselt moyen	Grille	Nusselt moyen
80x40	11,792	140x20	11,796
100x40	11,798	140x30	11,802
120x40	11,802	140x40	11,807
140x40	11,807	140x60	11,823
160x40	11,810	140x80	11,827

Tableau III.1 : Influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.

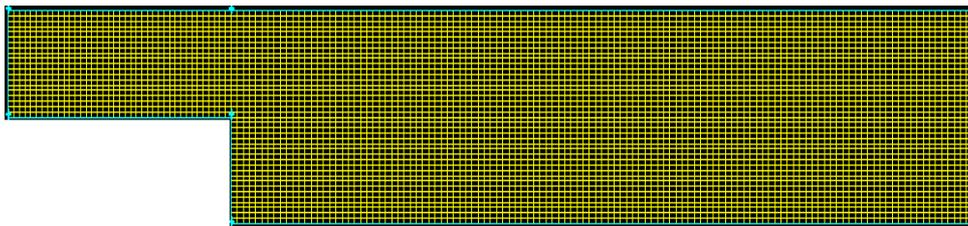


Figure III.1 : Détails de maillage choisi.

III. 4. Validation du code

De manière à vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans le présent travail, une validation de notre simulation numérique a été faite en comparant avec les études numériques de **Kumar et Dhiman [7]**, convection forcée dans un canal mené d'une marche descendante remplie d'air, la comparaison c'est faite en utilisant les lignes d'isothermes, les lignes de courants et le nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Reynolds ($Re = 1$ jusqu'à 200).

Comme le montre les figures (III.2 et 3), nos résultats d'un point de vue qualitatif et quantitatif, se sont avérés en bon accord avec les résultats correspondants. Ce qui permet de donner plus de crédibilité et fiabilité à notre procédure numérique.

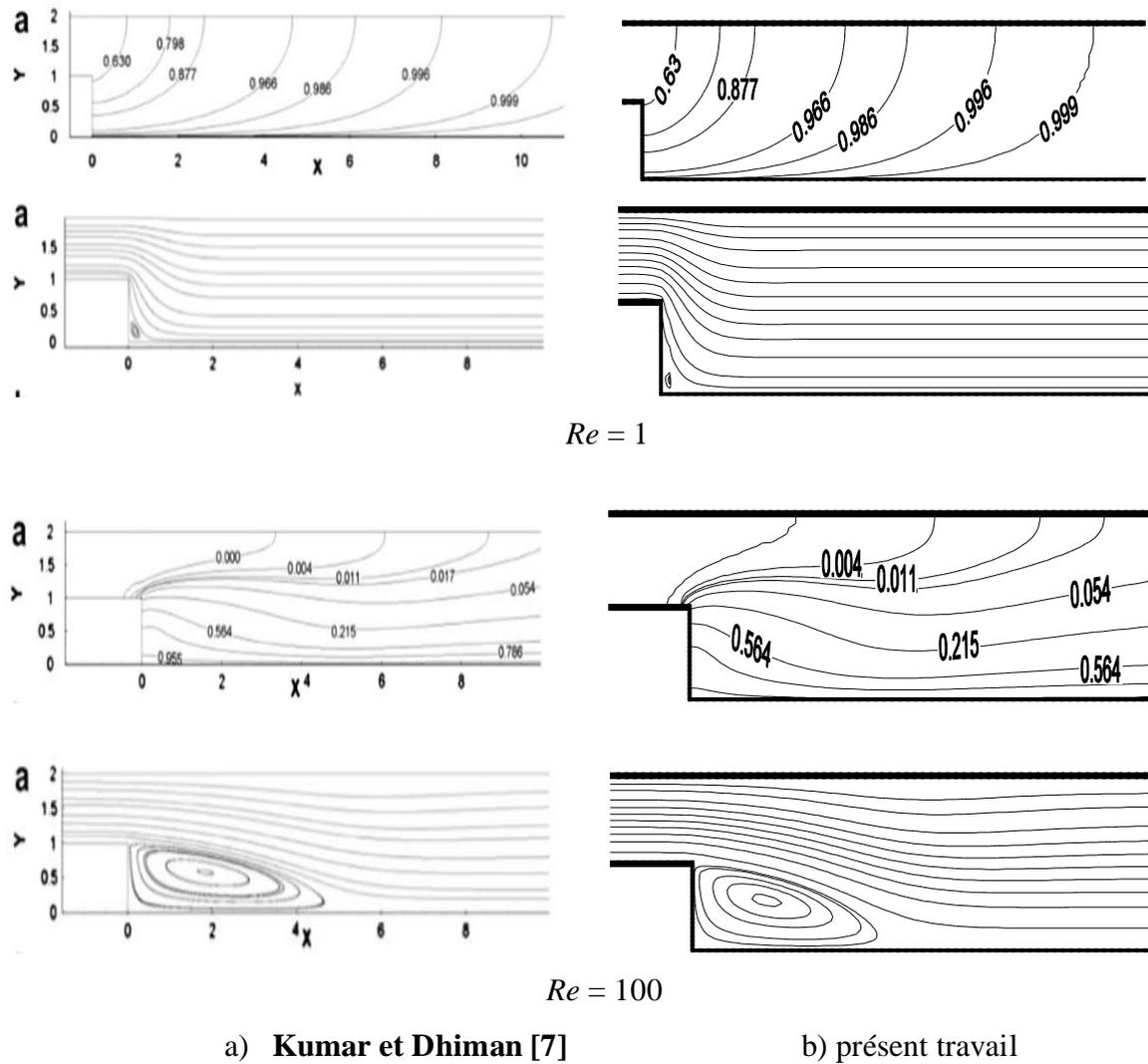


Figure III.2 : Comparaison des lignes d'isothermes et de courants avec [7], pour un $Re=1$ et 100.

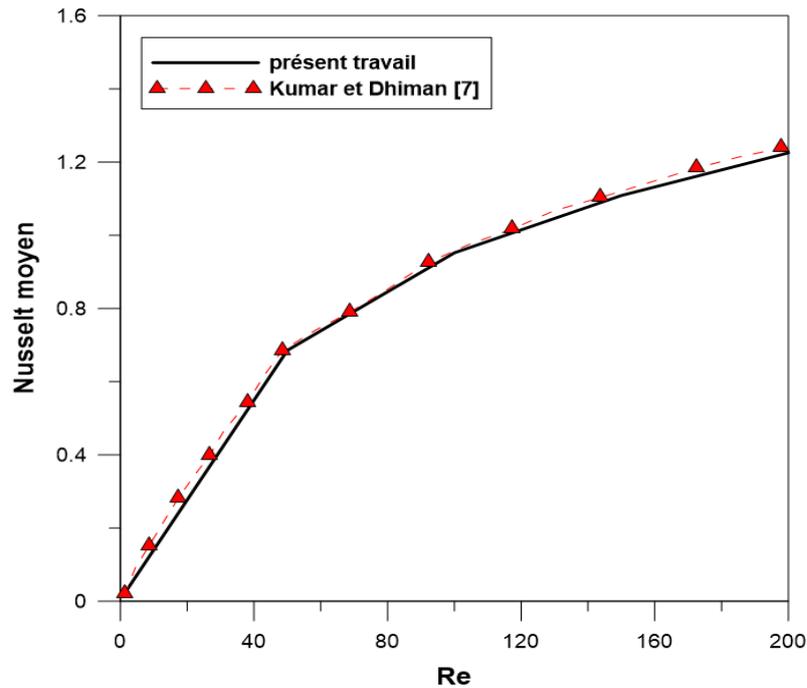


Figure III.3 : Comparaison de nombre Nusselt avec le nombre de Nussalt [7].

III. 5. Résultats et discussion

Dans cette partie, nous allons voir l'influence de plusieurs paramètres, le nombre Reynolds ($Re = 100 - 300$), le nombre Grashof ($Gr = 10^4 - 10^6$), la hauteur de la marche $S = 0.05 - 0.15$) ainsi que la forme de la paroi chaude (plane, ondulation rectangulaire et triangulaire). Pour chaque étude, nous allons présenter les lignes de courants et d'isothermes, le profils des vitesses ainsi que le nombre de Nusselt moyen.

III. 5. 1. Influence de la forme

III. 5. 1. 1. Les lignes de courants

Les effets de différentes formes de la paroi sur la distribution des lignes de courants pour différents nombres de Reynolds (Re), sont illustrés sur la figure (III.4). Comme on peut l'observer sur la figure, un filet de ligne de courants a été formé en parallèle à la paroi inférieure causé par les forces d'inerties et une zone de recirculation à côté du coin d'une marche, ce qui est conforme avec les résultats de l'écoulement de fluide dans un canal avec une marche descendante rapporté dans la littérature précédente [1-19].

La section des chicanes jouent un rôle important dans la vitesse des courants. Des tourbillons secondaires stables se sont formés au niveau de la paroi inférieure de chaque chicane en raison de sa forme. L'ondulation interrompt également la recirculation principale du l'écoulement juste après la marche, réduisant sa longueur. On remarque aussi qu'à mesure que le nombre de Re augmente, la grande cellule augmente en taille.

La figure (III.5) présente la distribution des lignes de courants pour différents formes en fonction du nombre de Grashof. La zone de recirculation commence à diminué à mesure que Gr augmente (10^5 et 10^6), des petits vortex apparaissent près de la paroi supérieure et pour un $Gr = 10^6$, une grande cellule apparaît qui occupe toute le canal, signe de la dominance de la convection naturelle. On remarque, l'écoulement multicellulaire apparaît bien tardivement pour les géométries avec chicanes, signe que ces dernières jouent un rôle de ralentisseur de vitesse d'écoulement.

III. 5. 1. 2. Les isothermes

Pour relater l'effet de nombre Reynolds sur le comportement thermique, les contours des isothermes pour toutes les configurations de canal sont présentés dans la Figure (III.6). Comme déjà mentionné, la présence d'une zone de recirculation pose un effet néfaste sur le transfert de chaleur par convection naturelle car elle emprisonne le fluide chauffé en son sein. Les lignes d'isothermes sont aplatis à mesure que le nombre de Reynolds augmente, causé par les forces d'inerties de l'écoulement principale quelques que soit la forme des chicanes.

La figure (III.7) montre influence du nombre de Grashof sur les isothermes pour les trois formes (plane, rectangulaire et triangulaire), Les isothermes sont parallèles et se présentent sous forme de lignes horizontales proche de la paroi inférieure chaude et concentriques dans la partie inférieure. En augmentant le nombre de Grashof à 10^5 et 10^6 , les transferts par convection deviennent important et dominant l'écoulement (augmentation des forces de flottabilité), les lignes d'isothermes commencent à se courber et à se tordre. Par contre ce phénomène apparaît que pour un $Gr = 10^6$ pour les parois avec chicanes.

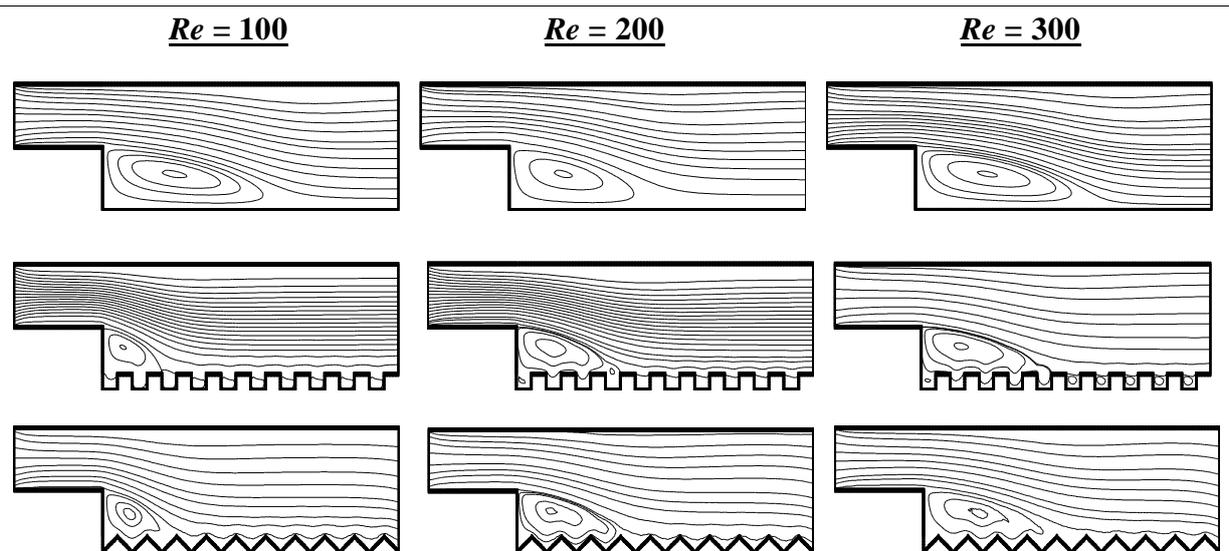


Figure III.4 : Influence de nombre Reynolds sur les lignes de courant pour la forme plane rectangulaire et triangulaire à $Gr = 10^4$.

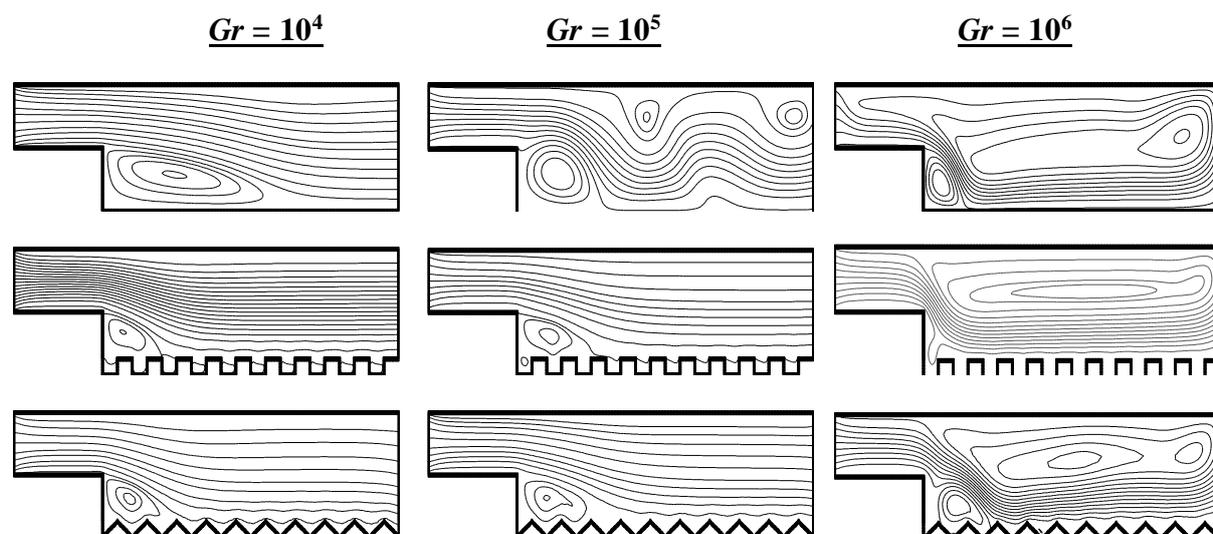


Figure III.5 : Influence de nombre de Grashof sur les lignes de courant pour la forme plane rectangulaire et triangulaire à $Re = 100$.

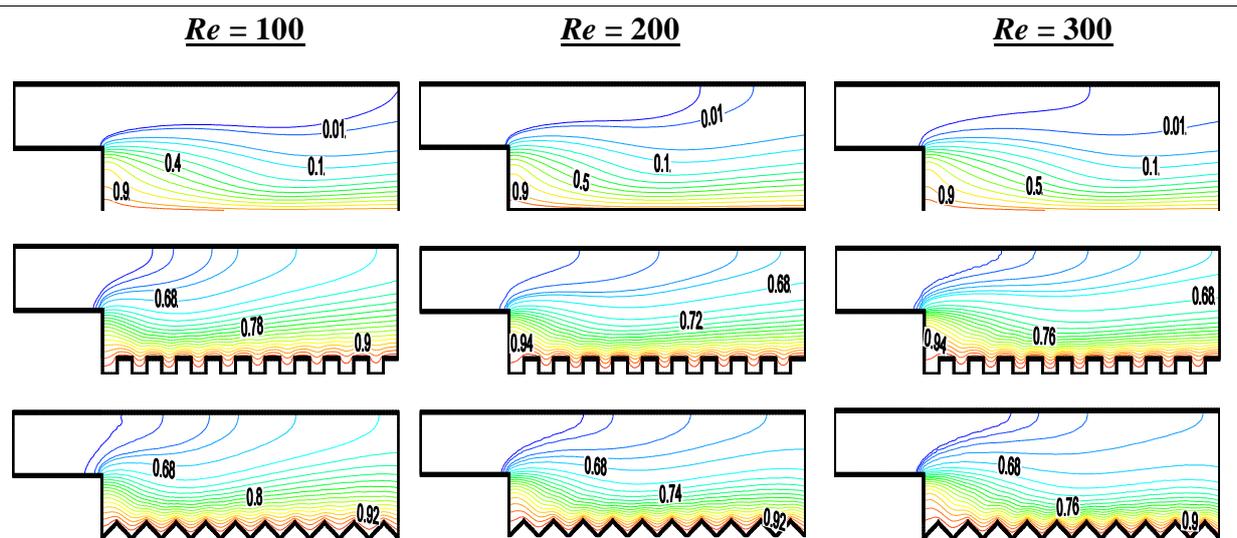


Figure III.6 : Influence de nombre Reynolds sur les isothermes pour la forme plane rectangulaire et triangulaire à $Gr = 10^4$.

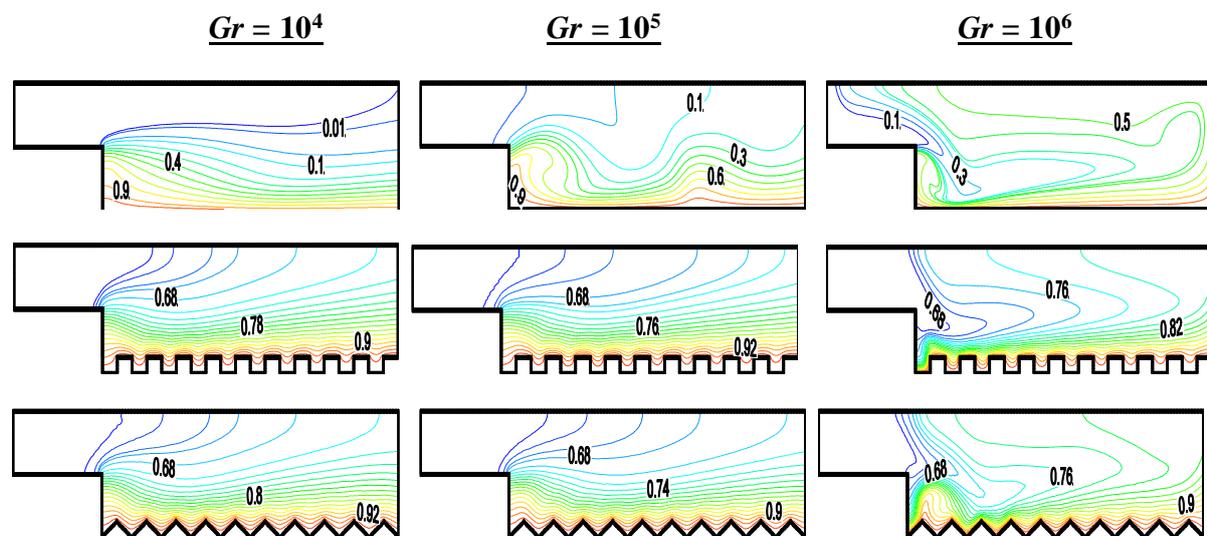


Figure III.7 : Influence de nombre de Grashof sur les isothermes pour la forme plane rectangulaire et triangulaire à $Re = 100$.

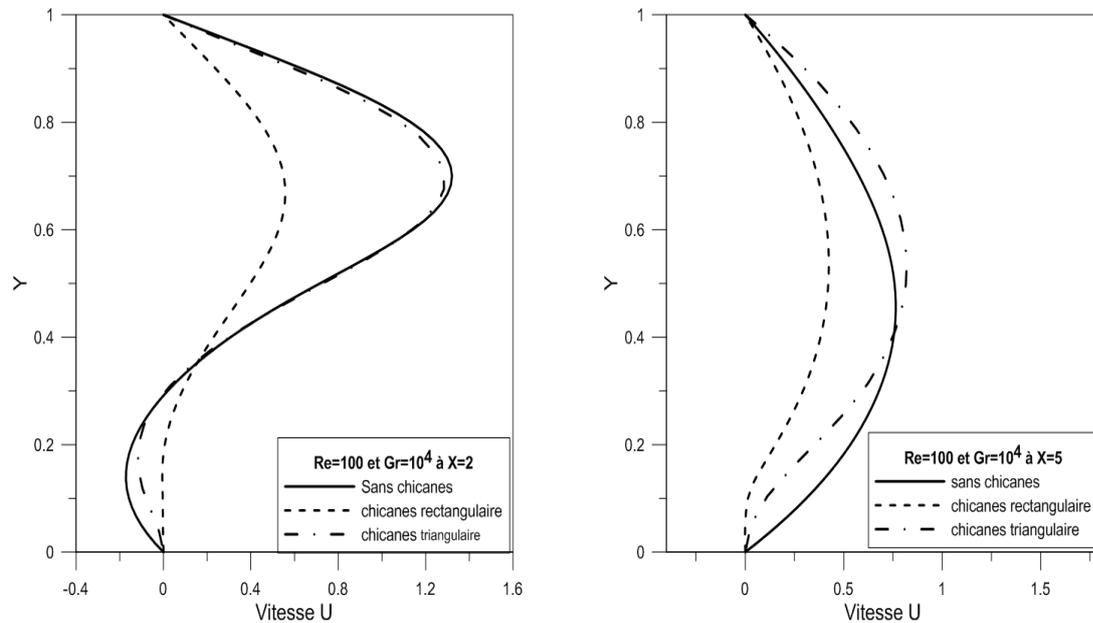


Figure III.8 : Profils des vitesses U à X=2 et X=5 pour différents chicanes.

III. 5. 1. 3. Profile des Vitesses

La figure (III.8) montre la distribution de la vitesse U à deux positions en aval de la marche ($x/H = 2$ et 5), respectivement. La figure révèle qu'il existe une région de recirculation développée en aval de la marche. La taille de la région de recirculation diminue à mesure que la distance entre la marche et la paroi inférieure augmente jusqu'à ce que l'écoulement atteigne le point de rattachement où il présente une vitesse nulle. En aval de ce point, l'écoulement commence à se redévelopper puis à se rapprocher de l'écoulement pleinement développé (profils paraboliques) lorsque le fluide s'écoule vers la sortie comme le montre la figure ($X = 5$) où l'effet de l'expansion soudaine est interrompu.

On remarque aussi que, En outre, le profile de vitesse est plus faible pour la paroi avec chicanes dans la partie inférieure signe de ralentissement dans cette partie.

III. 5. 1. 4. Nombre de Nusselt

Le taux de transfert de chaleur est représenté par le nombre de Nusselt moyen. La figure (III.9) représente la variation du nombre Nusselt moyen en fonction du nombre Reynolds. Cette figure indique clairement que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre Reynolds, en raison de l'accroissement des forces d'inerties.

La figure (III.10) illustre la variation du nombre Nusselt moyen en fonction du nombre Grashof. On remarque que le nombre de Nusselt moyen dépend fortement du nombre de Grashof, l'augmentation de ce dernier améliore considérablement les échanges thermiques à l'intérieur de l'enceinte, en raison de l'accroissement des forces de flottabilités. Par ailleurs, on voit que le taux de transfert de chaleur est sensible à la forme de la paroi inférieure, l'ajout des chicanes engendre une diminution considérable du nombre Nusselt quelques soit la variation des nombres Reynolds et Grashof.

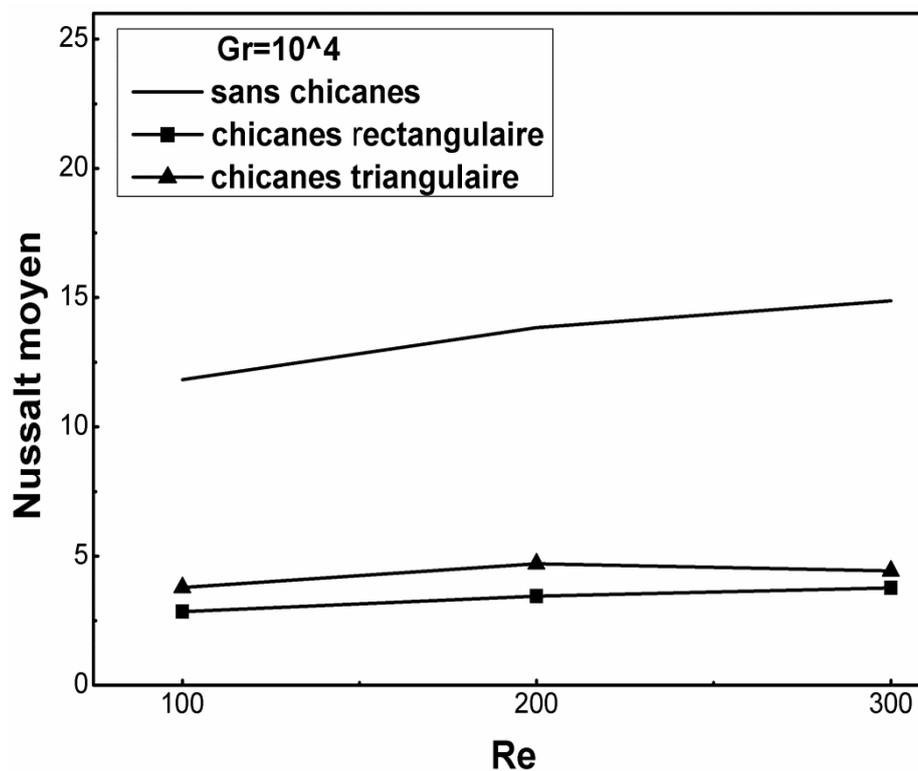


Figure III.9 : Variation de nombre Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds, pour différents chicanes.

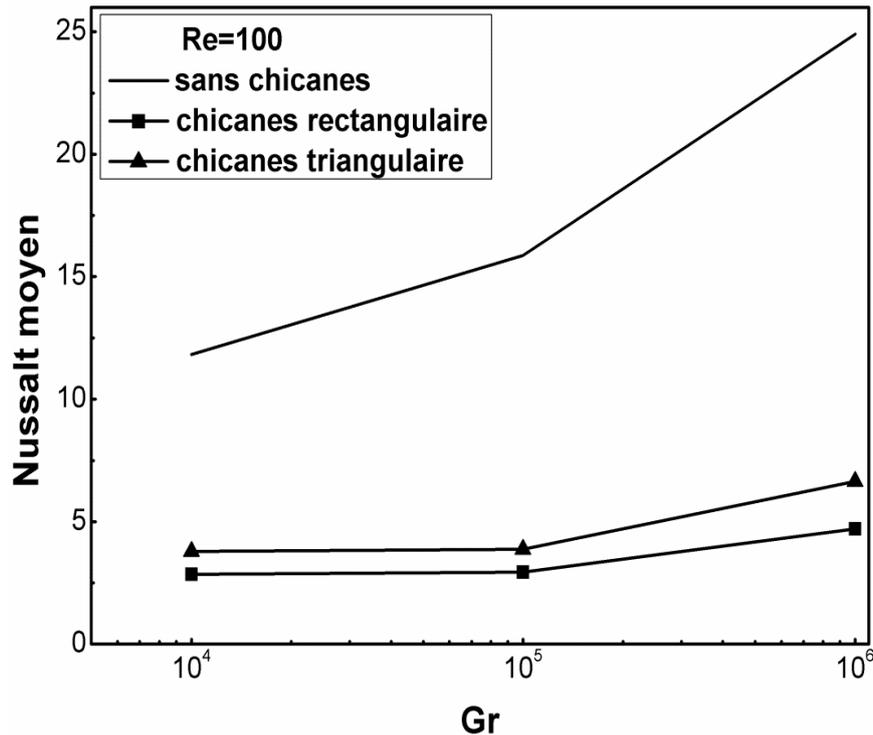


Figure III.10 : Variation de nombre Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof, pour différents chicanes.

III. 5. 2. Influence de la hauteur

III. 5. 2. 1. Les lignes de courants

Les figures (III.11 et 12) représentent les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds (100, 200 et 300) et Grashof (10^4 , 10^5 et 10^6) en fonction de la hauteur de la marche ($S = 0.05$, 0.1 et 0.15). Comme précédemment, la structure de l'écoulement est composée de deux zones, un écoulement filaire parallèle et une zone de circulation au coin de la marche. Cette dernière augmente légèrement en taille avec le nombre de Reynolds et considérablement avec l'augmentation de la hauteur de la marche.

En augmentant le nombre de Grashof, comme le cas précédent, l'écoulement devient multicellulaire (des petits vortex apparaissent sur la paroi supérieure), signe que la convection naturelle est dominante dans le canal causé par l'accroissement des forces de flottabilités. On remarque que en augmentant la hauteur de marche la zone de recirculation augmente en taille et pousse l'écoulement principal en haut.

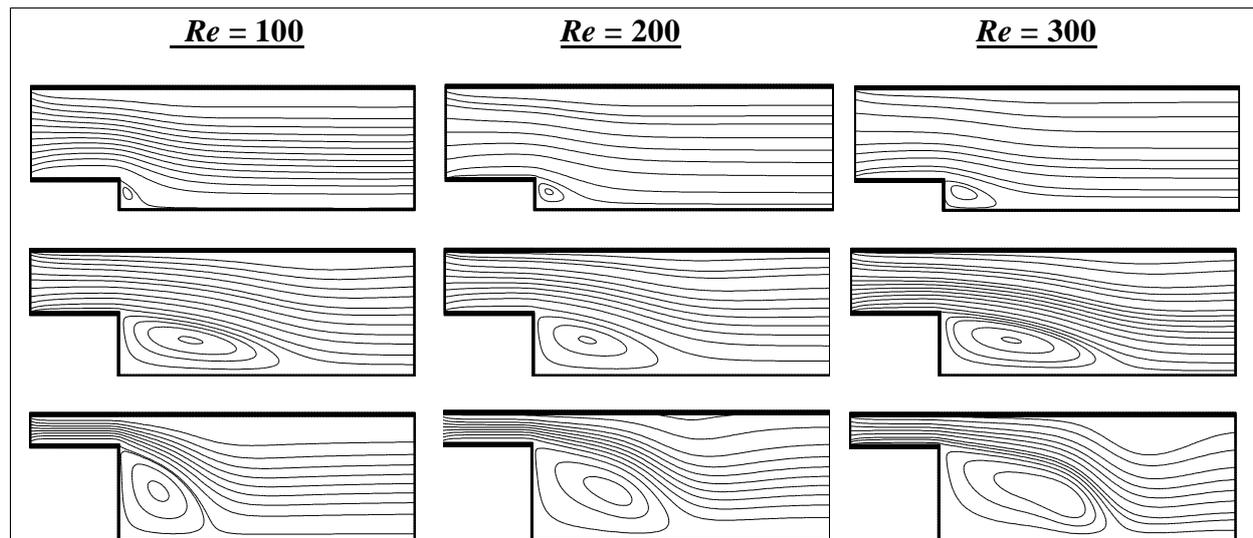


Figure III.11 : Lignes de courants pour différents nombre de Reynolds à $S = 0.05$, $S = 0.1$ et $S = 0.15$ et $Gr = 10^4$.

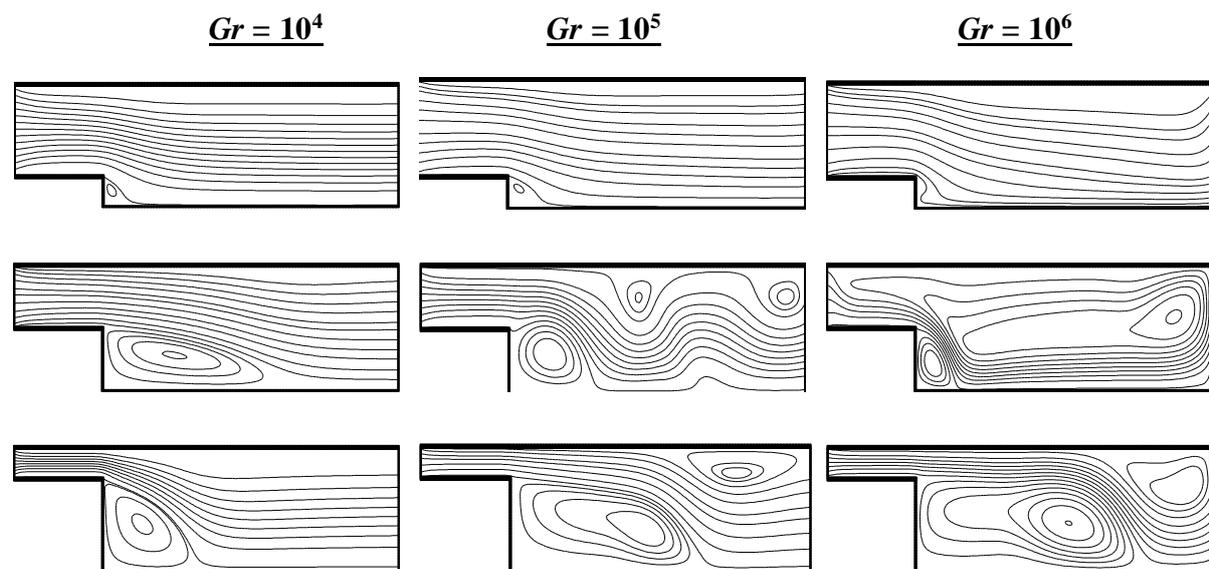


Figure III.12 : Influence de nombre de Grashof sur lignes de courant pour $S = 0.05$, $S = 0.1$, $S = 0.15$ et $Re = 100$.

III. 5. 2. 2. Les isothermes

Les figures (III.13 et 14) représentent la distribution des lignes d'isothermes en fonction de nombre de Reynolds et Grashof pour trois valeurs de S (la hauteur de la marche). On observe sur la figure que les lignes d'isothermes chaudes remontent en occupant tout l'espace en aval de la marche à mesure que la hauteur de cette dernière augmente (ou s'aplatissent à mesure que la hauteur diminue) pour tous les nombres Reynolds.

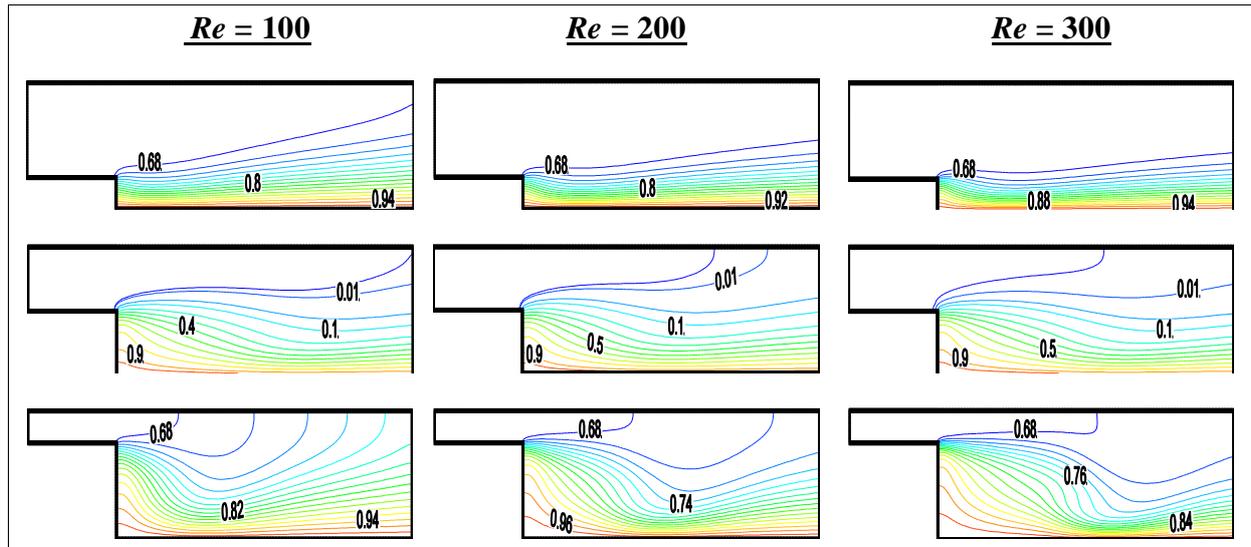


Figure III.13 : Influence de nombre de Reynolds sur les isothermes pour $S = 0.05$, $S = 0.1$ et $S = 0.15$ et $Gr = 10^4$.

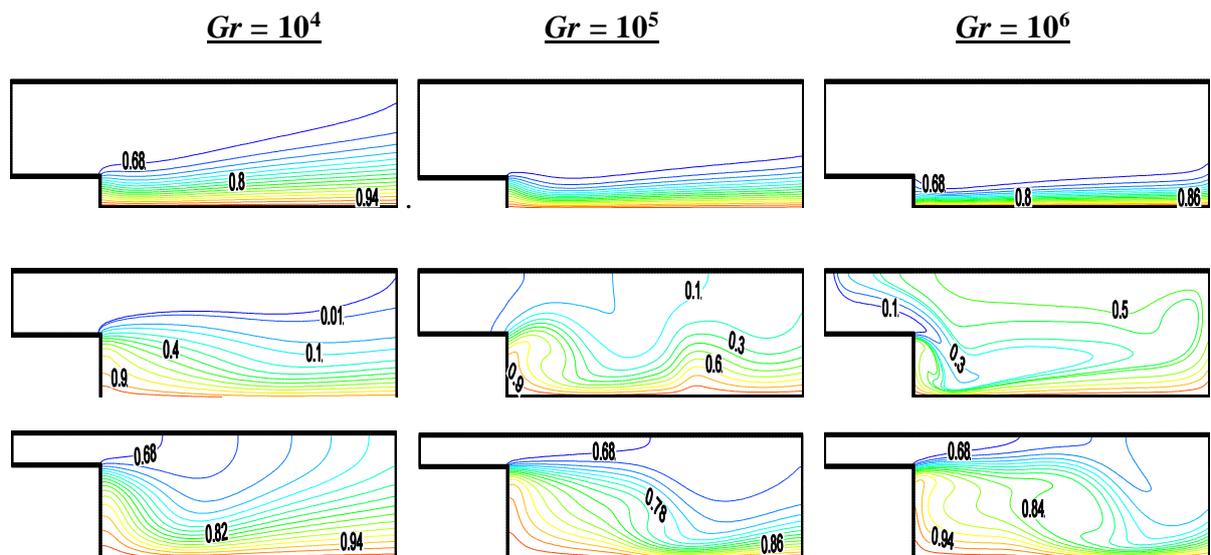


Figure III.14 : Influence de nombre de Grashof sur les isothermes pour $S = 0.05$, $S = 0.1$ et $S = 0.15$ et $Re = 100$.

La figure (III.14) montre la variation des isothermes en fonction de nombre de Grashof pour trois hauteurs différentes de la marche. Pour des régimes d'écoulement lents caractérisés par un nombre de Grashof égale ou inférieur à 10^4 on observe un phénomène de stratification thermique (isothermes presque horizontales). D'autre part avec l'augmentation du nombre de Grashof le régime convectif prend le dessus dû à la formation d'un panache thermique (isothermes courbées). Et on remarque que l'augmentation de la hauteur de la marche favorise la convection naturelle ($S = 0.1$ et 0.15), beaucoup d'espace pour les forces de flottabilités, contrairement au cas de $S = 0.05$, où les isothermes sont complètement aplaties sur la paroi inférieure.

III. 5. 2. 3. Profil des Vitesses

Les profils des Vitesse U pour $X = 2$ et $X = 5$, sont illustrés sur la figure (III.15) pour un $Re = 100$ et $Gr = 10^4$. Le profils des vitesses reflètent l'écoulement dans le canal, le profil défère dans le pic et dans sa forme à cause de l'augmentation de la taille de la zone de circulation près de la marche ($X = 2$). Par contre, loin de la marche on remarque les profils des vitesses s'accélèrent à mesure que la hauteur diminue signe de l'augmentation des forces d'inerties avec S (écoulement dominé par la convection forcée).

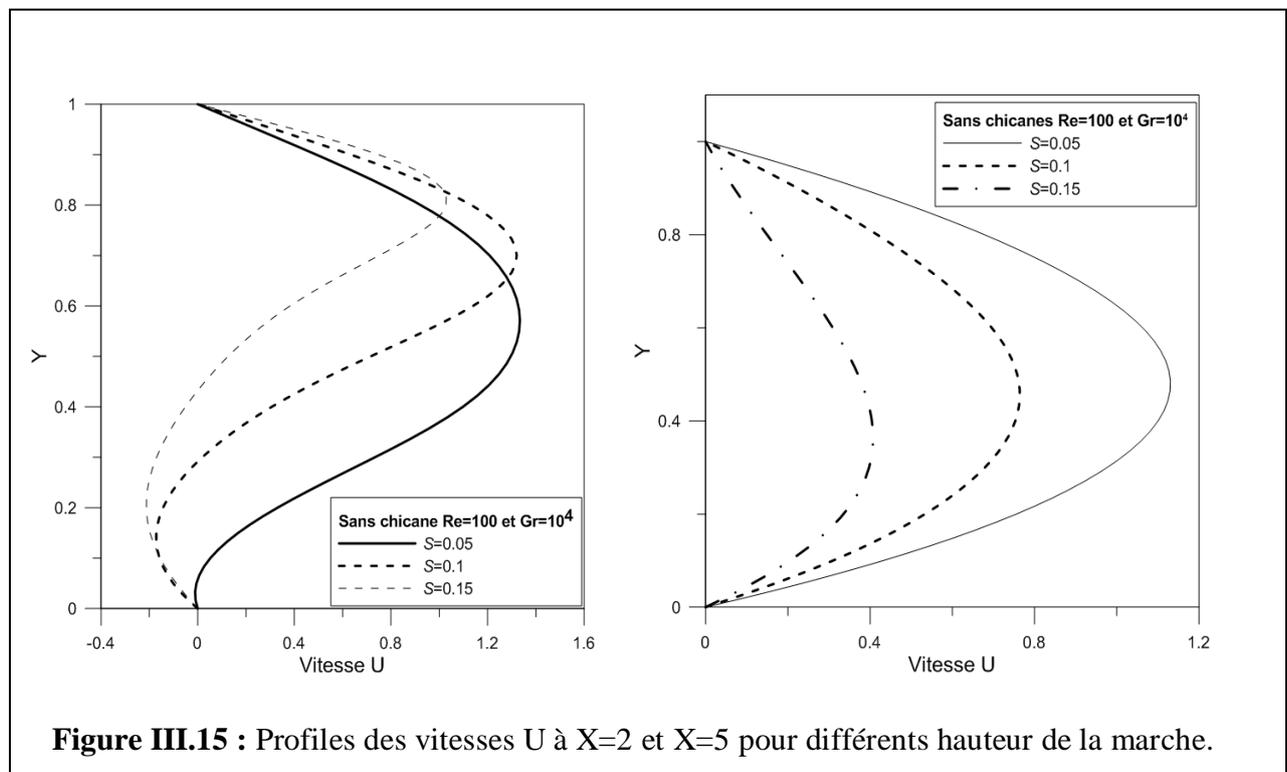


Figure III.15 : Profils des vitesses U à $X=2$ et $X=5$ pour différents hauteurs de la marche.

III. 5. 2. 4. Nombre de Nusselt

L'analyse des échange thermique à travers le nombre de Nusselt moyen sur la paroi inférieure, figure (III.16 et 17) en fonction des nombres Re et Gr pour différents hauteurs de la marche, mettent on évidence deux remarques. Premièrement, que le taux de transfert de chaleur augmente considérablement avec la diminution de la hauteur de la marche quelques soit le nombre de Gr et Re . Et en d'autres part, le nombre de Nusselt augmente avec les nombres Grashof et Reynolds, quelque soit la hauteur S .

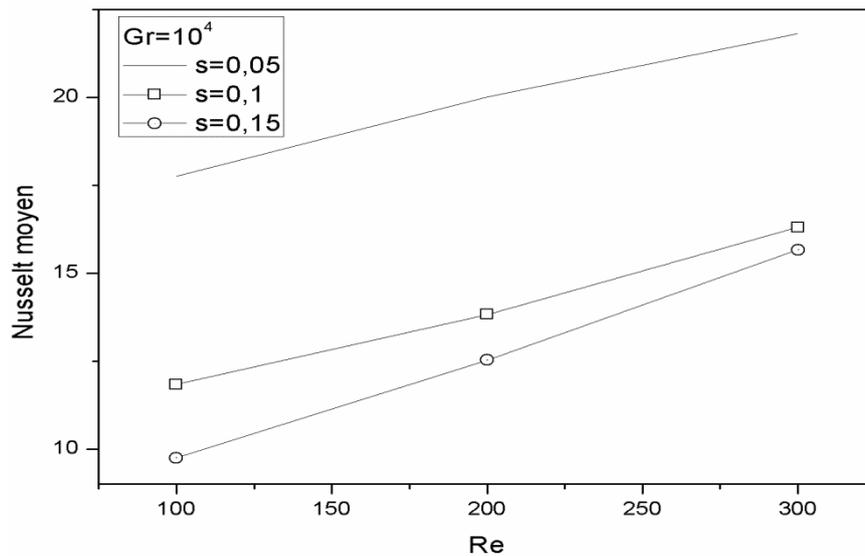


Figure III.16 : Variation du nombre Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour $S = 0.05$, $S = 0.1$, $S = 0.15$.

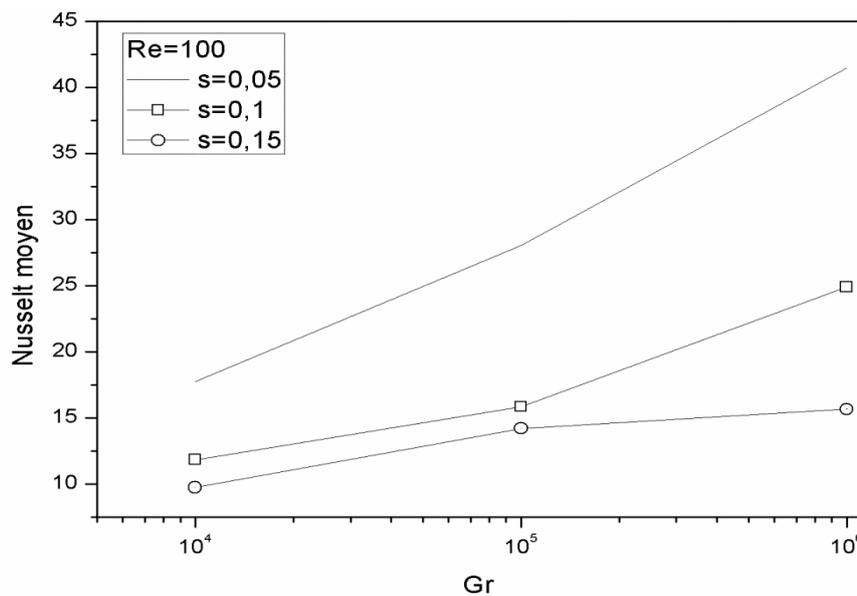


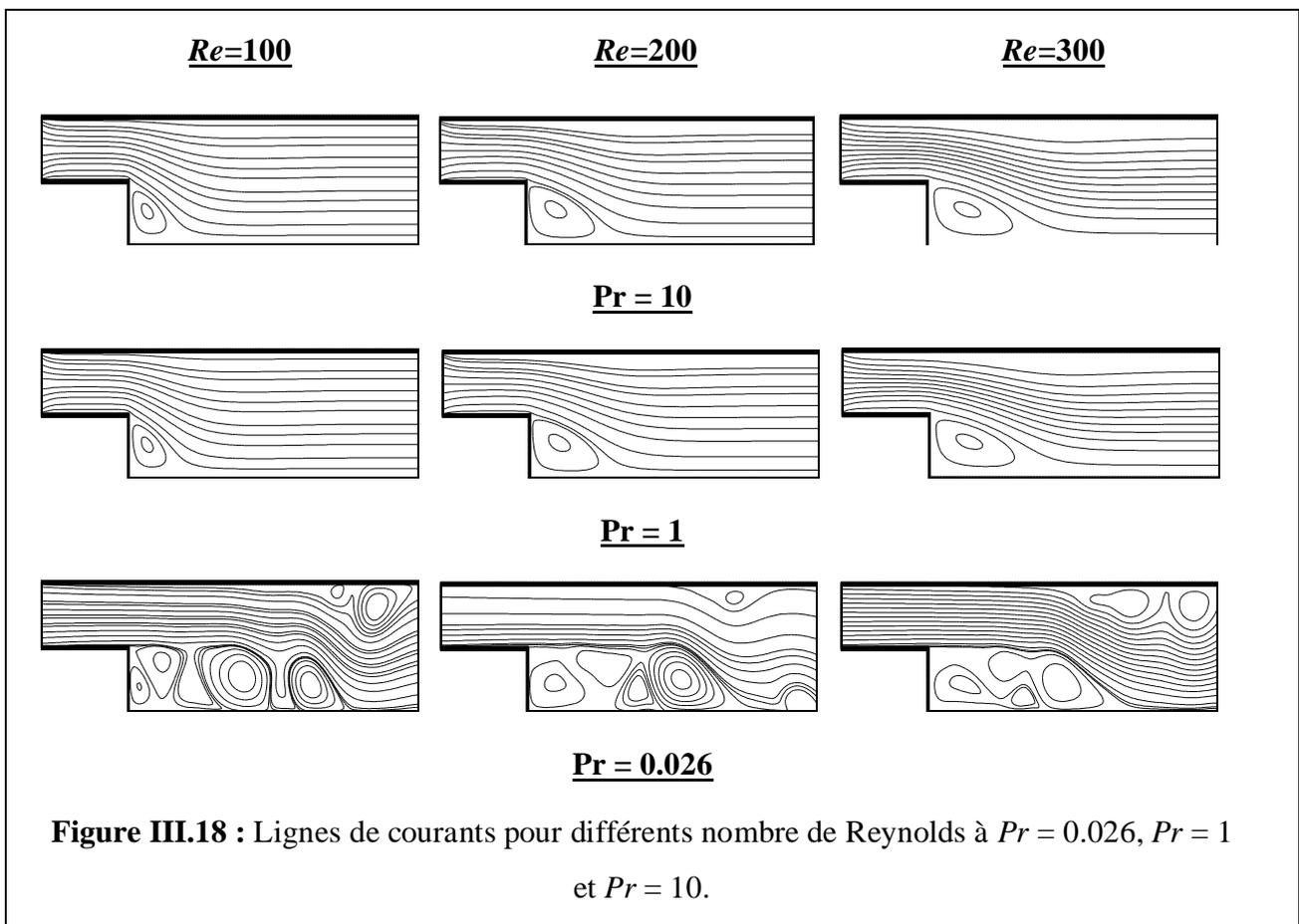
Figure III.17 : Variation du nombre Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof, pour $S = 0.05$, $S = 0.1$, $S = 0.15$.

III. 5. 4. Influence du nombre Prandtl

Pour l'étude de l'influence du nombre de Prandtl $Pr = 0.026, 1$ et 10 sur l'écoulement de fluide, les isothermes, les lignes de courant et le nombre de Nusselt moyen sont présentées pour trois nombres de Reynolds $Re = 100, 200$ et 300 , et trois nombre de Grashof $Gr = 10^4, 10^5$ et 10^6 .

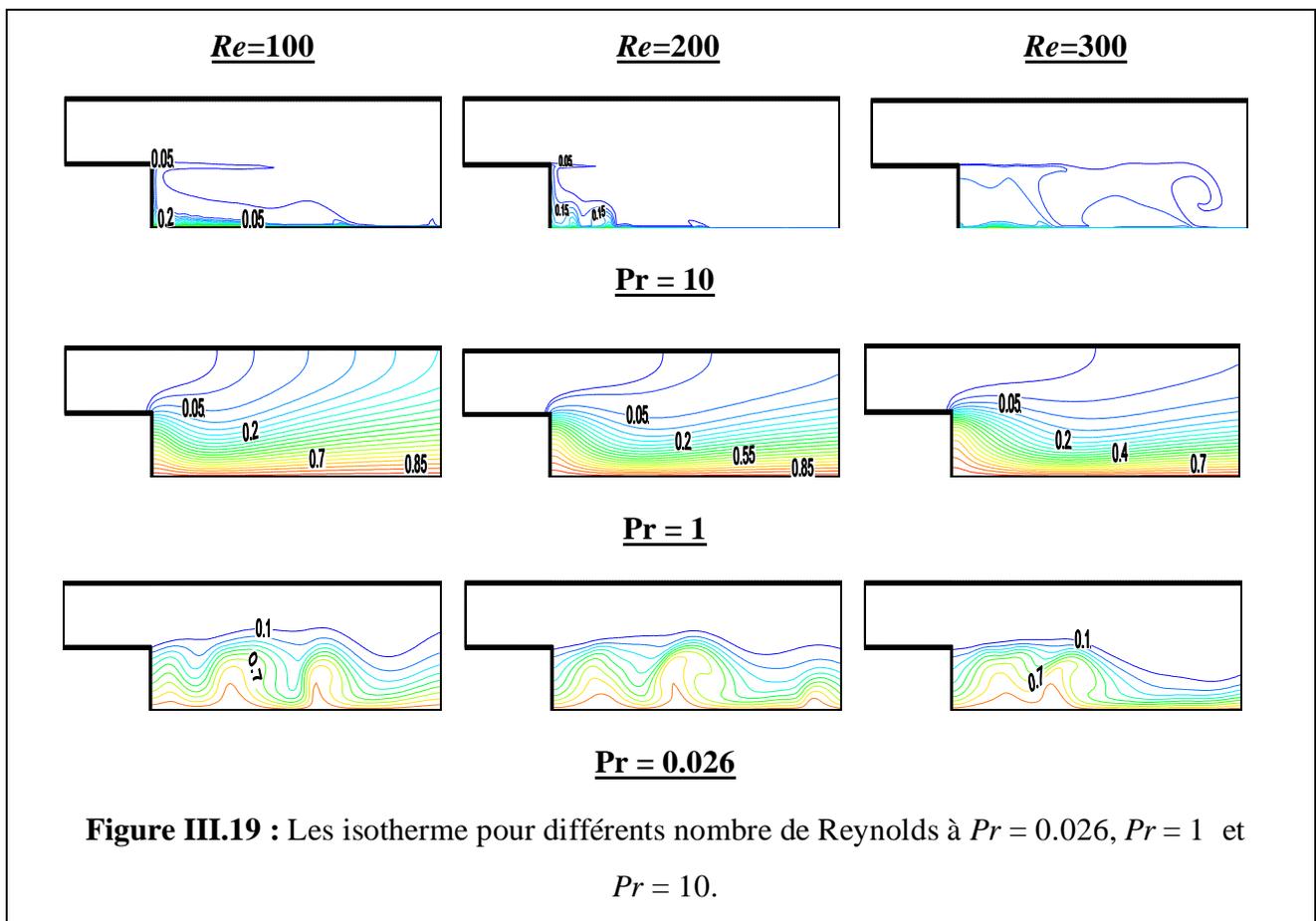
III. 5. 4. 1. Les lignes de courants

La figure (III.18) représente les lignes de courants pour différents nombres de Prandtl. On note que lorsque Prandtl égale à 1 et 10 , la structure de l'écoulement apparait sous deux formes, une partie sous forme des lignes courant parallèles à la paroi chaude, l'autre partie sous forme d'une cellule près de la marche descendante, cette dernière augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds. Mais quand Prandtl est de 0.026 , l'écoulement devient multicellulaire, à noter que la propagation est à peu près sur toutes la longueur du la paroi chaude, son nombre diminue à mesure que le nombre de Reynolds augmente, et l'émergence d'autres cellules près de la paroi supérieure de la cavité.



III. 5. 4. 2. Les lignes d'isothermes

La figure (III.19) présente l'allure des isothermes déferant nombre de Reynolds, dans le cas du nombre de Prandtl égal 10, les isothermes montrent une légère déformation avec un resserrement des isothermes au voisinage immédiat des parois isothermes qui indique le début d'appariation d'un gradient de température dans ces régions. Quand le Prandtl égal à 1 la structure des isothermes se forme des lignes perpendiculaires à la sortie et la paroi supérieure du canal. Au-delà de $Pr = 0.026$, les isothermes commencent à se déformer, dans le voisinage immédiat de la paroi chaude. Les lignes des isothermes demeurent parallèles à cette paroi et elles sont confinées sous forme d'une mince couche limite.



III. 5. 4. 3. Nusselt moyen

L'effet de nombre Prandtl Pr sur le taux de transfert de chaleur globale, peut être évalué en termes de nombre Nusselt moyen qui est illustré sur les figures (III. 20 et 21) en fonction des nombres Reynolds et Grashof.

Par ailleurs et comme prévu, le taux du transfert de chaleur dépend fortement du nombre de Prandtl spécialement quand la convection domine l'écoulement dans la cavité. Pour un Prandtl de 0.026 et 1, le nombre de Nusselt moyen demeure constant en dépit de l'augmentation des nombres de Grashof et Reynolds. En augmentant le nombre de Prandtl ($Pr = 7.2$ et 10), le nombre de Nusselt moyen croît considérablement. Ce qui implique que le transfert de chaleur dépend fortement de la nature de fluide (métal liquide, l'eau et huile).

Il convient de noter que le nombre de Nusselt moyen est très sensible aux nombres Reynolds et Grashof. Une amélioration du taux de transfert de chaleur à mesure que ces derniers augmentent.

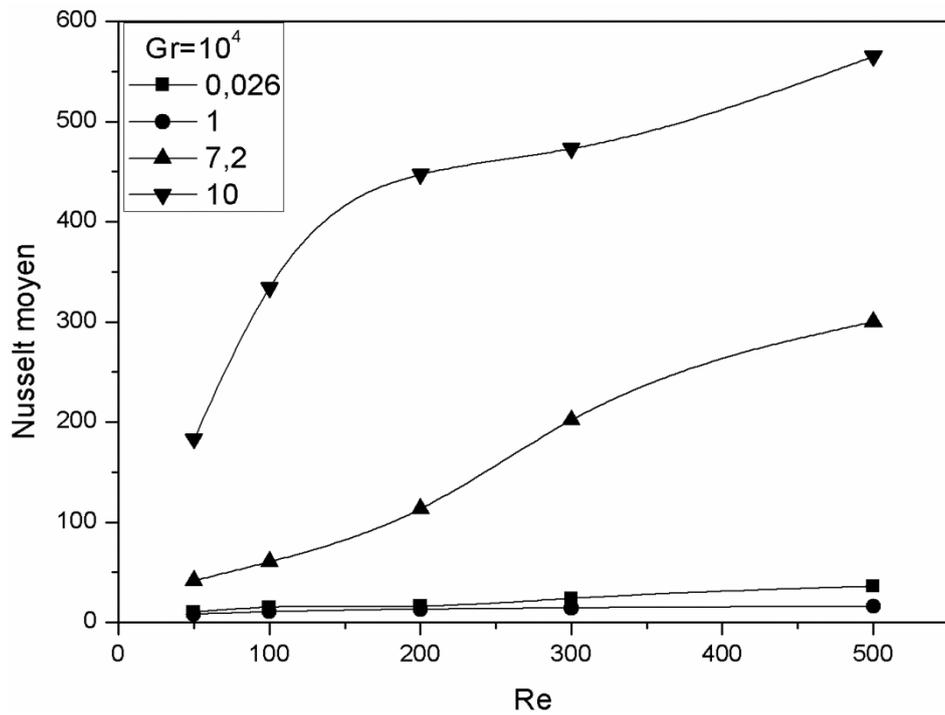


Figure III. 20 : Nusselt moyen en fonction du nombre *Re* pour différents nombres de Prandtl.

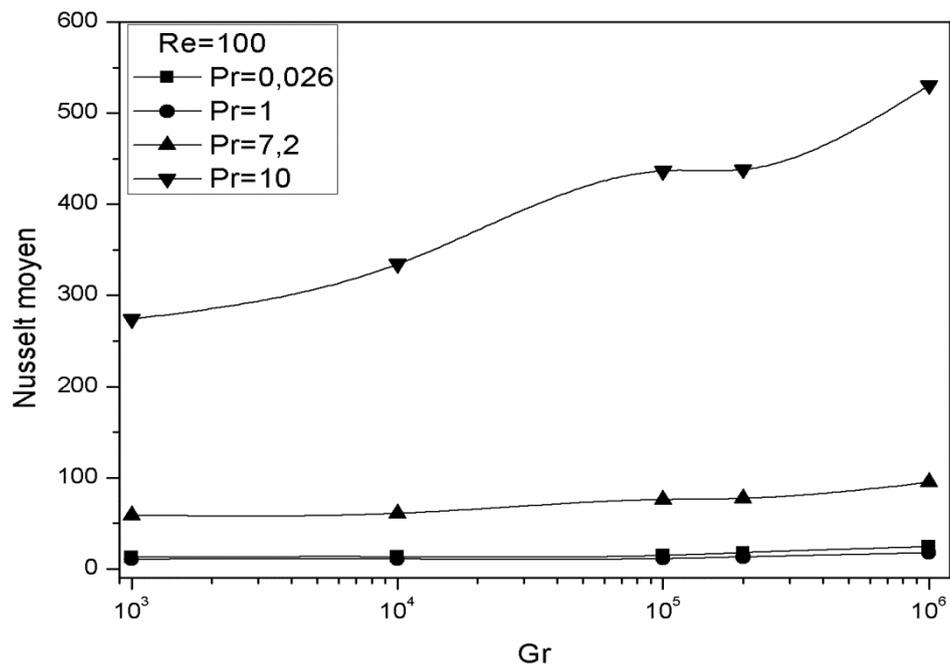


Figure III.21 : Nusselt moyen en fonction du nombre *Gr* pour différents nombres de Prandtl.

III. 6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons analysé l'écoulement de la convection dans un canal muni d'une marche descendante. On a pu voir que les paramètres géométriques, la forme de la paroi inférieure, la hauteur de la marche, le nombre de Grashof et le nombre de Reynolds. Les résultats numériques obtenus en termes de lignes de courants, d'isothermes, de profils de vitesses) ainsi que en nombre de Nusselt nous conduisent aux principaux résultats suivants :

- Les nombres Reynolds et Grashof influent fortement sur la structure de l'écoulement et les échanges thermiques, augmentation des forces d'inerties et de flottabilités. Et d'autre part, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de ces deux paramètres.
- L'ajout des chicanes sur la paroi inférieure, engendre un ralentissement de l'écoulement, ce qui provoque une diminution du nombre Nusselt moyen.
- Le taux de transfert de chaleur augmente avec la diminution de la hauteur de la marche.
- Le taux de transfert de chaleur dépend fortement du nombre Prandtl (de la nature de fluide)

Conclusion Générale

Conclusion générale

Le travail fait dans cette thèse, a porté sur l'étude purement numérique de l'écoulement de la convection laminaire dans un canal horizontale munie d'une marche descendante (élargissement brusque) avec un fluide incompressible. Le fluide entre avec une vitesse et une température froide et la paroi inférieure en aval de la marche est portée à une température chaude, alors que le reste des surfaces sont maintenues adiabatiques. L'influence de la variation de plusieurs paramètres indépendants, à savoir, les nombre de Grashof (Gr), Reynolds (Re), ainsi que les paramètres géométrique dont la hauteur de la marche (le rapport S) la forme de la paroi inférieure.

Grace aux équations de conservation et aux approximations présentées dans le second chapitre, on a établi un modèle mathématique pour notre problème, la méthode numérique basée sur la technique des volumes finis a été adoptée pour ce travail. Afin de s'assurer de la fiabilité des résultats obtenus avec le code de calcul, des validations du code de calcul ont été faites avec des travaux cités. Un bon accord a été obtenu entre nos simulations et les données numériques.

L'écoulement de la convection est lié étroitement à la variation des nombres de Grashof et de Reynolds, l'augmentation des ces derniers entraîne une intensification de l'écoulement et une amélioration des échanges thermiques à l'intérieure de l'enceinte.

Pour la forme de la paroi inférieure (ajout des chicanes rectangulaire et triangulaire) joue un rôle de freinage pour la vitesse d'écoulement du fluide, ce qui entraine une diminution du taux de transfert de chaleur.

Quand à la variation de la hauteur de la marche (s), elle provoque une forte influence sur la structure de l'écoulement, elle favorise la convection naturelle. Ce qui prouve que le nombre du Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de la hauteur de la marche.

Le nombre de Nusselt Nu , dépend du nombre de Reynolds Re et du nombre de Prandtl Pr . L'augmentation du nombre de Reynolds augmente le transfert de chaleur. Pour un grand nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt possède une valeur maximale, à l'entrée du conduit. Le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Prandtl.

Pour approfondir les connaissances dans ce travail de grand intérêt, de nombreux points nécessitent encore d'autres études plus approfondies, en l'occurrence : tenir compte des effets tridimensionnels, changement de régime pour celui de turbulent, introduction de différents fluides tels que; les nanofluides et les fluides non-Newtoniens.

Liste des références bibliographiques

- [1] A.A. Al-aswadi, H.A. Mohammed, N.H. Shuaib , Antonio Campo “Laminar forced convection flow over a backward facing step using nanofluids” *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 950–957.
- [2] Ratnadeep Nath , Murugesan Krishnan “ Numerical study of double diffusive mixed convection in a backward facing step channel filled with Cu-water nanofluid *International Journal of Mechanical Sciences* 153–154 (2019) 48–63.
- [3] Pinghui Zhao, Zhihao Ge, Jiayin Zhu, Jiaming Liu, Minyou Ye “Numerical study of double diffusive mixed convection in a backward facing step channel filled with Cu-water nanofluid” *Nuclear Engineering and Design* 335 (2018) 374–388.
- [4] H. Abbassi, S. Ben Nassrallah MHD flow and heat transfer in a backward-facing step *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34 (2007) 231–237.
- [5] Fatih Selimefendigil, Hakan F. Öztop “Effect of a rotating cylinder in forced convection of ferrofluid over a backward facing step” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 71 (2014) 142–148.
- [6] J.H. Xu, S. Zou , K. Inaoka, G.N. Xi “Effect of Reynolds number on flow and heat transfer in incompressible forced convection over a 3D backward-facing step” *international journal of refrigeration* 79 (2017) 164–175.
- [7] N. Boulkroune, S. Boudebuos et S. Zermane “Etude numérique la convection naturelle laminaire dans un canal vertical comportant un élargissement brusque « *Sciences & Technologie B– N°24, décembre (2005), pp. 37-46.*
- [9] Ankit Kumar, Amit K. Dhiman “Effect of a circular cylinder on separated forced convection at a backward-facing step” *International Journal of Thermal Sciences* 52 (2012) 176e185.
- [10] Fatih Selimefendigil , Hakan F. Öztop “Effect of a rotating cylinder in forced convection of ferrofluid over a backward facing step” *journal homepage” Advanced Powder Technology* 26 (2015) 1663–1675.
- [11] Shafqat Hussain, Sameh, E. Ahmed “ Unsteady MHD forced convection over a backward facing step including a rotating cylinder utilizing *Fe3O4*-water ferrofluid” *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 484 (2019) 356–366.
- [12] Hussein A. Mohammed, F. Fathinia, Hari B. Vuthaluru ,Shaomin Liu “CFD based investigations on the effects of blockage shapes on transient mixed convective nanofluid flow over a backward facing step” *Powder Technology* 346 (2019) 441–451.

- [13] Chuanchang Li, Guohua Cui, Jianguang Zhai, Saixuan Chen, Zhi Hu “Enhanced heat transfer and flow analysis in a backward-facing step” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09437-w>.
- [14] A. Heshmati, H.A. Mohammed, A.N. Darus “Mixed convection heat transfer of nanofluids over backward facing step having a slotted” baffle *Applied Mathematics and Computation* 240 (2014) 368–386.
- [15] Anupam Barman, Sukanta Kumar Dash “Effect of obstacle positions for turbulent forced convection heat transfer and fluid flow over a double forward facing step” *International Journal of Thermal Sciences* 134 (2018) 116–128.
- [16] Manash Protim Boruah, Pitambar R. Randive, Sukumar Pati “Hydrothermal performance and entropy generation analysis for mixed convective flows over a backward facing step channel with baffle” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 125 (2018) 525–542.
- [17] Manash Protim Boruah, Sukumar Pati , Pitambar R. Randive “Implication of fluid rheology on the hydrothermal and entropy generation characteristics for mixed convective flow in a backward facing step channel with baffle” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 137 (2019) 138–160.
- [18] Ali Kareem Hilo, Abd Rahim Abu Talib, Antonio Acosta Iborra, Mohammed Thariq Hameed Sultan, Mohd Faisal Abdul Hamid “Effect of corrugated wall combined with backward-facing step channel on fluid flow and heat transfer” *Energy* xxx (xxxx) xxx.
- [19] S.V. Patankar, « Numerical heat transfer and fluid flow », Hemisphere, New York, 1980.

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique de l'écoulement et de transfert de chaleur dans un canal avec une marche descendante avec une paroi ondulée, est un problème physique très complexe qui intéresse l'industriel. Cette configuration génère deux zones deux recirculations. La simulation numérique. Pour examiner les lignes de courant, les isotherme et nombre de Nusselt moyen Enfin, les résultats numériques et ondulée .

Mots clés: *Convection mixte / Elargissement brusque/ canal horizontal /marche descendante/ paroi ondulée*

Summary

In this work, we present a numerical study of the flow and heat transfer in a downward channel with a corrugated wall, is a very complex physical problem that interests the industrialist. This configuration generates two zones two recirculations. Numerical simulation; To examine the current lines, the isothermal and average nusselt number Finally, the numerical and wavy results.

Key words: *Mixed convection / Sudden widening / horizontal channel / deleveraging / corrugated wall*