

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur

et de la recherche scientifique



UNIVERSITE Abderrahmane MIRA
BEJAIA



Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation Energétique et Turbomachines

Par :

BENYAHIA Idir

ADDALOU Lamine

Thème

***Effet Soret sur un écoulement en convection mixte devant une
plaque plane verticale***

Soutenu le 06/10/2021 devant le jury composé de :

Mr. N. BOUTALBI	Président
Mr. H. ALI AGHA	Rapporteur
Mr. A. BENSLIMANE	Examineur

Année Universitaire 2020-2021

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier le Bon Dieu qui nous a donné la santé et le courage d'accomplir ce modeste travail.

Nos remerciements sont adressés également à nos chers parents, pour leur amour, leurs sacrifices et leur patience.

Nous tenons à remercier vivement **Mr ALI AGHA Hamza**, pour nous avoir honorés par son encadrement, pour sa disponibilité, ses orientations, ses précieux conseils et ses encouragements qui nous ont permis de mener à bien ce travail.

Nous tenons à exprimer notre gratitude aux membres de jury pour avoir accepté de juger ce travail.

Un énorme merci à nos familles et amis pour leurs éternels soutiens et la confiance qu'ils ont en nos capacités.

Enfin, à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce Modeste travail trouve ici l'expression de notre sincère gratitude et nos Remerciements les plus sincères.

Dédicaces

Je dédie ce travail A mon très cher père Mohamed et à ma très chère mère Saida, qui m'ont éclairé le chemin en me donnant la main tout au long de mes années d'étude. A mes deux sœurs Lamia et Mélissa « Que dieu me les gardes ».

A ma grand-mère Farida et la mémoire de mes grands-parents ismail, nouara, Mhand, Fatima.

A ma tante Salima et sa famille, et mes cousins hamza et wali leurs familles (surtout les petits Céline, Séliane et Adam).

A mes copins de chambres : Asmane, Houcine, Faouzi, Saddek, Hillal, Fares², Hicham, Dai, Walid², Rabia, Hamza, Hmidouche.

A mon ami d'enfance Ali et mes chers amis Cylia, Kenza, Adam, Ouali, Zikou, Adel, Yazid, Nabil, Loucif.

A les Ringos Amir, Nadjib, Fateh, Houssam.

A mes cousins paternels et maternels (khwali).

A mon binôme Idir pour sa persévérance et son attachement.

A ceux qui ont veillé pour mon bien-être.

A ceux que j'aime et je respecte infiniment.

Le jour est venu pour leur dire merci...

A tous mes amis, qui ont toujours été présents pour moi.

ADDALOU Lamine

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail A ma très chère mère Farroudja et mon très cher Père Akli.

A mon très cher oncle MEZIANE LOUNIS pour son soutien et ses orientations, ses précieux conseils et ses encouragements qui m'ont permis de mener à bien ma vie et mon projet d'étude

Ainsi qu'à mes chers frères Messaoud et Idriss et surtout ma petite sœur HOURIA.

A mon binôme Lamine pour sa persévérance et son attachement et surtout pour sa patience.

A mes amis Kaddour Houcine et Hamani Saber pour leurs encouragements et leur attachement et surtout pour leur patience et leur disponibilité et leur soutien dans les moments les plus difficiles de ma vie.

A ceux qui m'ont toujours encouragé pour que je réussisse dans mes études

A mes copains de chambre YAICI TOUFIK et IMATOUKEN Youba et MOUSSAOUI Yacine qui ont été passionnés avec moi

A ceux qui ont veillé pour mon bien-être

A ceux que j'aime et que je respecte infiniment

Le jour est venu pour leur dire merci...

A tous mes amis, qui ont toujours été présents pour moi.

BENYAHIA Idir

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Dédicaces	iii
Sommaire	iv
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	viii
Nomenclature	viii
Introduction Générale.....	1
CHAPITRE I : Généralité et contexte scientifique	
I. Introduction.....	2
I.1. Convection	2
I.1.2. Définition :	2
I.1.3. Formulation générale des équations de la convection :	3
I.1.4 Types de convection	3
I.1.5. convection mixte externe	6
I.2. Couche limite	10
I.2.1 Définition	10
I.2.2 Couche limite dynamique	11
I.2.2.1 Couche limite laminaire	11
I.2.3. Couche limite thermique.....	12
I.2.4. Comparaison entre la couche limite thermique et dynamique :	13
I.3. L'effet Soret	14

I.3.1. Introduction.....	14
I.3.2. Définition	14
I.3.3. Coefficient de Soret	15
I.4. Travaux bibliographiques relatifs au domaine.....	15
I.5. Conclusion	18

CHAPITRE II : Problématique et modalisation mathématique

II.1. Introduction	19
II.2. Présentation du problème	19
II.3. Equations générales de conservation	20
II.3.1 Equations de conservation pour les écoulements laminaires	20
II.3.1.1 Equation de continuité	20
II.3.1.2 Équation de quantité de mouvement	21
II.3.1.3. Equation d'énergie.....	21
II.3.2 Hypothèses simplificatrices.....	21
II.4. Formulation du problème	22
II.4.1 Equations de conservations	22
II.4.2 Conditions aux limites	23
II.5. Formulation adimensionnelle	23
II.5.1 Principales grandeurs physiques et variables adimensionnelles.....	24
II.5.2 Equations adimensionnelles	24
II.6. Caracterisation du nombre de Nusselt et Sherwood.....	25
II.7. Conclusion	26

CHAPITRE III : Résultats et discussion

III.1. Introduction	27
III.2. Logiciel utilisé :.....	27

III.3. Méthode numérique.....	28
III.3.1 Description du programme.....	28
III.4. Validation du programme.....	29
III.5. Résultats et discussion.....	29
III.5.1 Profil de vitesse adimensionnelle.....	30
III.5.2 Profil de température adimensionnelle :	33
III.5.3 Profil de concentration adimensionnelle :	35
III.6. Variation du nombre Nusselt local N_{ux}	39
III.7. Variation du nombre de Sherwood local Sh_x	40
III.8. Conclusion.....	41
Conclusion Générale	42
Références Bibliographiques.....	45
Résumé	48
Abstract	48

Liste des figures

CHAPITRE I

Figure I.1 : Transfert thermique par convection.....	2
Figure I.2 : Convection forcée.....	4
Figure I.3 : Transfert par convection naturelle.....	5
Figure I.4 : Convection mixte	6
Figure I.5 : Convection mixte favorable	8
Figure I.6 : Convection mixte défavorable.....	8
Figure I.7 : Variation de l'épaisseur et de la vitesse de la couche limite dynamique sur une paroi plane.....	11
Figure I.8 : Couche limite thermique sur une plaque plane	12
Figure I.9 : Comparaison entre la couche limite dynamique et thermique pour les valeurs du nombre de Prandtl.	13
Figure I.10 : Schéma représentatif de la thermodiffusion (l'effet Soret)	15

CHAPITRE II

Figure II.1 : Géométrie du problème et système de coordonnées	20
---	----

CHAPITRE III

Figure III.1 : Variations de profil de vitesse avec η pour λ variable.....	30
Figure III.2 : Variations de profil de vitesse avec η pour Pr variable	31
Figure III.3 : Variations de profil de vitesse avec η pour Sc variable.....	31
Figure III.4 : Variations de profil de vitesse avec η pour N variable.....	32
Figure III.5 : Variations de profil de vitesse avec η pour St variable	32
Figure III.6 : Effet de λ sur la température adimensionnelle	33
Figure III.7 : Effet de Pr sur la température adimensionnelle	33
Figure III.8 : Effet de N sur la température adimensionnelle.....	34
Figure III.9 : Effet de Sc sur la température adimensionnelle.....	34
Figure III.10 : Effet de λ sur les profils de concentration	35
Figure III.11 : Effet de Pr sur les profils de concentration.....	36
Figure III.12 : Effet de N sur les profils de concentration	36
Figure III.13 : Effet de Sc sur les profils de concentration	37
Figure III.14 : Effet de St sur les profils de concentration.....	38

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Comparaison des résultats de $F'(0)$ et $-\theta'(0)$ pour différentes valeurs de H , et Pr	29
Tableau III.2 : Valeurs de Nusselt pour Pr , N , λ	39
Tableau III.3 : Valeurs de Nusselt pour H , St , Sc	39
Tableau III.4 : Valeurs de Sherwood pour Pr , N , λ	40
Tableau III.5 : Valeurs de Sherwood pour H , St , Sc	40

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
L_c	: Longueur caractéristique	m
C_p	: Chaleur massique à pression constante	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
C	: Concentration	$mol\ m^{-3}$
g	: Accélération de la pesanteur	$m\ s^{-2}$
k	: Conductivité thermique	$W\ m^{-1}K^{-1}$
Sc	: Nombre de Schmidt	-
Pr	: Nombre de Prandtl, $Pr=v/\alpha$	-
Ra	: Nombre de Rayleigh, $Ra = g\beta(T_H - T_C)L^3 / \nu\alpha$	-
St	: Coefficient de Soret	-
Sh_x	: Nombre de Sherwood local	-
Nu_x	: Nombre de Nusselt local	-
βi_x	: Nombre de Bio	-
Ri	: Nombre de Richardson	-
H	: Paramètre de la convection à la paroi	-
T_f	: Température de fluide chaud	K
T_∞	: Température du fluide à l'infini	K
h_f	: Coefficient convectif de fluide chaud	W/m^2K
D_m	: Coefficient de diffusion massique	$m^2\ s^{-1}$
D_s	: Coefficient de Soret dimensionnel	$m^2\ s^{-1}$
C_w	: Concentration à la paroi	kg/l
U_∞	: La vitesse du fluide	$m.s^{-1}$
v	: Composante de la vitesse dans la direction y	$m.s^{-1}$
V	: Composante de la vitesse adimensionnée dans la direction y	-
u	: Composante de la vitesse dans la direction x	$m.s^{-1}$

U	: Composante de la vitesse adimensionnée dans la direction x	-
x, y	: Cordonnées cartésiennes	m
Re	: Nombre de Reynolds	-
N	: Taux de flottabilité	-
S_T	: Coefficient de solet	K^{-1}
Gr	: Nombre de Grashof	-
β_c	: Coefficient de dilatation massique	K^{-1}
β_T	: Coefficient de dilatation thermique	K^{-1}

-
-

Symboles grecs

α	: Diffusivité thermique	$m^2 s^{-1}$
Γ	: Coefficient de diffusion	$m^2 s^{-1}$
δ_{ij}	: Symbole de Kronecker	-
∂	: Dérivée	-
ν	: Viscosité cinématique	$m^2 s^{-1}$
ρ	: Masse volumique	$kg m^{-3}$
θ	: Température adimensionnelle	-
ψ	: Fonction de courant	-
τ	: Contrainte tangentielle du frottement	Nm^{-2}
η	: Variable de similitude	
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann	$W.m^{-2}.K^{-4}$

Indices

i, j	: $i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ composantes.
w	: Paroi
∞	: Infini

Introduction Générale

Introduction Générale

Dans les études des écoulements en convection mixte qui est la combinaison de la convection naturelle dû aux variations de masse volumique et de l'effet gravitationnelle comme (le cas d'une montgolfière) et de la convection forcée qui est engendré par un mécanisme extérieur (une pompe) dans le cas des liquides, on peut parler de deux cas courants :

Des études qui n'ont pas pris en compte de l'effet Soret qui est un phénomène physique découvert par un physicien allemand appelé Ludwig SORET qui étudiait des solutions salines, et qui a remarqué que des particules de fluide se concentrent au côté froid de la paroi que la partie chaude, donc on peut parler d'un flux de concentration.

Des études qui ont pris en considération de l'effet Soret qui porte influence sur le flux de l'énergie et de masse et de concentration, ainsi que les champs de vitesse et de température dans les écoulements en convection mixte.

Le but de ce travail est de présenter une étude numérique de l'effet Soret sur un écoulement laminaire et permanent en convection mixte devant une plaque plane verticale.

Ce mémoire est divisé en trois chapitres. Dans le premier chapitre, dans le but de situer notre travail, on présent le phénomène de la convection mixte et l'effet Soret ainsi que quelques travaux bibliographiques en rapport avec le problème posé.

Le seconde chapitre est consacré à la modélisation du problème, aux hypothèses simplificatrices et à l'établissement des équations de transfert de chaleur et de masse et des conditions aux limites qui leurs sont associées. Enfin, nous définissons les grandeurs adimensionnelles caractérisant le modèle de ce travail.

L'objet du troisième chapitre, nous présentons la méthode numérique adoptée. Nous avons opté pour la méthode des différences finis pour discrétiser les équations aux dérivées partielles. Est consacré à la confrontation entre les résultats obtenus analytiquement avec ceux obtenus numériquement ainsi qu'à la discussion de ces derniers.

Chapitre I

Généralités et contexte

scientifique

I. Introduction

Dans le premier chapitre, le but de situer notre travail, on présent le phénomène de la convection mixte et l'effet Soret ainsi que quelques travaux bibliographiques en rapport avec le problème posé.

Il existe à ce jour plusieurs dispositifs expérimentaux permettant de réaliser une mesure de coefficient de Soret. Nous présentons ici les plus régulièrement utilisées : méthode thermogravitationnelle, méthodes optique et méthode FFC (Fractionnement du flux de champ).

I.1. Convection

I.1.2. Définition :

La convection est le phénomène observé entre un fluide en mouvement et une paroi, phénomène principal dans la plupart des échangeurs de chaleur. La cause profonde est encore une agitation des particules fluides, mais à une échelle beaucoup moins microscopique. Les parcelles de matière au contact de la paroi (chaude par exemple) s'échauffent par conduction ; le mouvement du fluide reporte ces parcelles dans la masse où elles cèdent par mélange une partie de la chaleur reçue ; d'autres les remplacent à la paroi et ainsi de suite. Quant au mouvement du fluide, il peut avoir deux causes. Ou bien il est imposé de l'extérieur par une machine (pompe, ventilateur, compresseur) ; c'est la convection forcée. Ou bien le contact du fluide avec la paroi plus chaude ou plus froide crée des différences de masse volumique, génératrices de mouvement au sein du fluide ; c'est la convection naturelle. Rigoureusement, même en convection forcée, les différences de densité créent un écoulement parasite, en général insignifiant par rapport à l'écoulement principal. On parle de convection mixte quand les 2 phénomènes ont de l'importance [1].

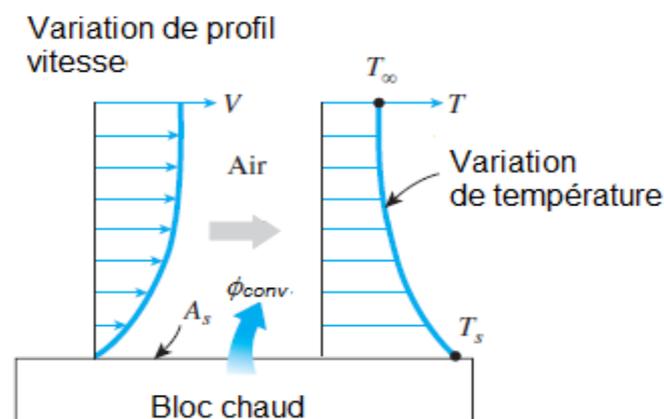


Figure I.1 : Transfert thermique par convection [1].

I.1.3. Formulation générale des équations de la convection :

L'analyse de la convection thermique se fonde sur l'application des trois lois fondamentales de la physique générale : conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. L'objectif visé étant la détermination de la distribution de la température, de la concentration et des vitesses dans le système considéré.

Dans le but d'établir la formulation du phénomène de la convection nous considérons les équations classiques de Navier-Stokes écrites sous forme vectorielle :

- **Equation de conservation de la masse :**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \vec{V} = 0 \quad (I.1)$$

- **Equation de conservation de la quantité de mouvement :**

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (I.2)$$

- **Equation de l'énergie :**

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot k \nabla T + \beta T \frac{DP}{Dt} + \mu \Phi \quad (I.3)$$

En deux dimensions, L'opérateur ∇ est un vecteur est défini comme suit :

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} i + \frac{\partial}{\partial y} j \quad (I.4)$$

Et :

$$\frac{D}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial t} \quad (I.5)$$

Φ est la fonction de la dissipation définie en deux dimensions comme suit [2] :

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 - \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (I.6)$$

I.1.4 Types de convection

- **Convection forcée**

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est imposé par une cause mécanique extérieure (pompe, ventilateur, ...) au système. Voici quelques exemples de convection forcée dans des appareillages : chauffage central avec accélérateur, chauffages électriques avec soufflerie, chauffe-eau solaire à circulation forcée et four à convection de cuisinière. Le corps humain a son propre système de convection forcée, la circulation sanguine.[3]

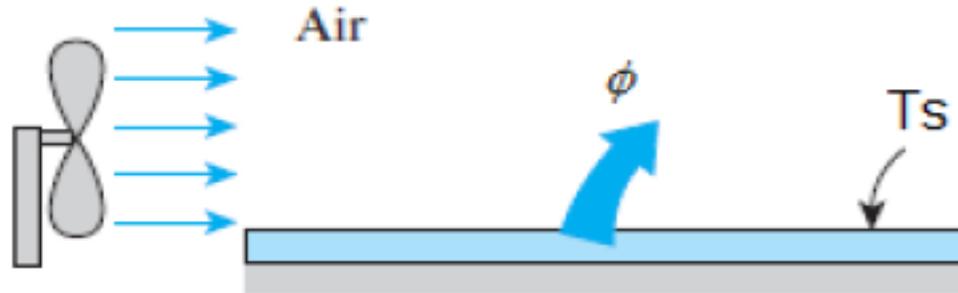


Figure I.2 : convection forcée [1]

L'application du théorème de Buckingham à un problème de convection forcée, pour un écoulement établi en vitesse et en température avec un fluide dont les propriétés thermomécaniques sont constantes, fait apparaître trois groupements ou nombres sans dimension en relation sous la forme suivante :

$$Nu = CRe^a Pr^b$$

Avec :

- $Re = \frac{ULc}{\nu}$ Le nombre de Reynolds.
- $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ Le nombre de Prandtl qui ne dépend que des propriétés du fluide.

Cette somme représente une fonction (f) nommée corrélation car elle ne peut être, le plus souvent, précisée que par l'expérience. Dans ce cas, la forme prise par la corrélation peut être différente de l'expression simple proposée plus haut. De façon générale toutefois, la littérature scientifique fournit des fonctions selon les différentes conditions étudiées :

$$Nu_{Lc} = f(Re_{Lc}, Pr) \text{ Et/ou } \overline{Nu}_{Lc} = g(Re_{Lc}, Pr)[25].$$

● Convection naturelle

Le phénomène de convection naturelle thermique apparaît spontanément, sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (le champ gravitationnel, ...). Lorsque le champ de vitesse est créé par le champ de température, on dit que la convection est naturelle. En convection libre, le mouvement résulte de l'existence d'un gradient de température dans le fluide. Le nombre de Grashof caractérise la convection naturelle de telle sorte que Grashof est plus élevé, alors la convection naturelle est d'effet plus important.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} = \frac{\text{Forces d'archimède}}{\text{Forces visqueuse}} \quad (I.7)$$

$$\text{Si } Gr \approx 0 \begin{cases} \beta \approx 0 \\ (T_s - T_\infty) \approx 0 \\ V \text{ très grand} \end{cases} \quad \text{pas de mouvement induit par le } \Delta T$$

Dans les cas les plus simples la corrélation prend la forme $\overline{Nu}_{Lc} = C Ra_{Lc}^n$ mais de façon plus générale on pourra rencontrer des fonctions plus sophistiquées :

$$Nu_{Lc} = f(Gr_{Lc}, Pr) \text{ et/ou } \overline{Nu} = g(Gr_{Lc}, Pr)[25].$$

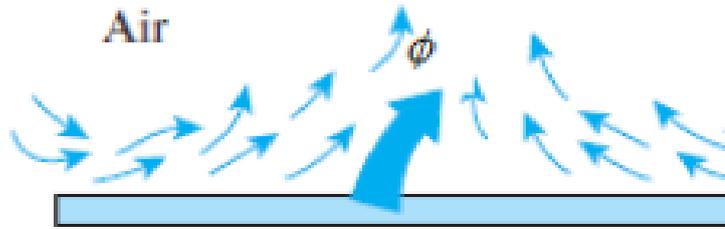


Figure I.3 : transfert par convection naturelle [1].

● Convection mixte

Les flux de convection mixte, ou les flux de convection forcée et libre combiné, surviennent dans de nombreux processus de transport dans les dispositifs d'ingénierie et dans la nature. Ces écoulements sont caractérisés par le paramètre de flottabilité $\lambda = Gr/Re^n$, où Re est le nombre de Reynolds, Gr est le nombre de Grashof et $n (> 0)$ est une constante qui dépend de la configuration de l'écoulement et des conditions d'échauffement de surface. Le régime de convection mixte est généralement défini comme la plage de λ $\lambda_{min} \leq \lambda \leq \lambda_{max}$, où λ_{min} et λ_{max} sont respectivement les limites inférieure et supérieure du régime d'écoulement de convection mixte. Le paramètre A fourni une mesure de l'influence de la convection libre par rapport à celle de la convection forcée sur l'écoulement du fluide. En dehors de la région de convection mixte, $\lambda_{min} \leq \lambda \leq \lambda_{max}$, l'analyse de convection forcée pure ou de convection libre pure peut être utilisée pour décrire avec précision le flux ou le champ de température. La convection forcée est le mode dominant de transport de la chaleur lorsque $Gr/Re \rightarrow 0$, alors que la convection libre est le mode dominant lorsque $Gr/Re \rightarrow \infty$, ou encore $Re/Gr \rightarrow 0$. Les forces de flottabilité peuvent améliorer le taux de transfert de chaleur de surface lorsqu'elles assistent l'écoulement forcé, et vice versa. Les forces de flottabilité jouent également un rôle important dans l'apparition d'instabilités d'écoulement et elles peuvent être responsables du retard ou de l'accélération de la transition d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent [4]. La Convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur [5].

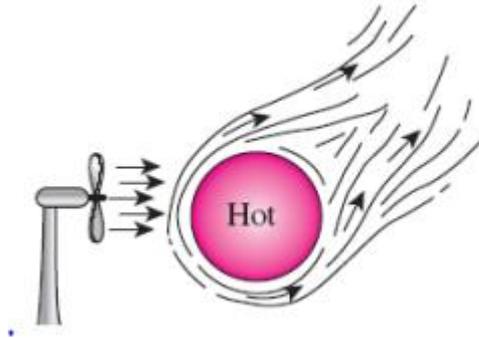


Figure I.4: convection mixte $Gr_L/Re_L^2 \approx 1$ [6].

Superposition d'effets de convection libre et forcée

Soit un fluide en mouvement dans un champ de température.

$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$	Convection forcée dominante
$\frac{Gr}{Re^2} \gg 1$	Convection libre dominante
$\frac{Gr}{Re^2} \approx 1$	Convection mixte (forcée + naturelle)

I.1.5. convection mixte externe

a. Définition

La convection mixte externe peut être trouvée à partir de l'évaluation des différences de pression susceptibles de générer les écoulements. Si l'on admet, en première approximation, que ces écoulements sont simplement dus à un transfert d'énergie de pression en énergie cinétique, pour la convection forcée et à un transfert d'énergie potentielle en énergie cinétique, pour la convection naturelle, et si on appelle L la longueur caractéristique de l'obstacle porté à une température T_i , différente de la température ambiante T_∞ , il est possible d'écrire

$$\Delta P_\infty \approx \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \quad (I.8)$$

$$\rho g \beta (T_w - T_\infty) L \approx \frac{1}{2} \rho U_n^2 \quad (I.9)$$

g représente l'accélération de la pesanteur et β le coefficient de dilatation.

Le critère de définition de la convection mixte revient à comparer la différence de pression de la convection forcée ΔP_∞ à la différence de pression équivalente ΔP_n , qu'il faudrait produire pour créer un écoulement de même impulsion que celui créé par les forces de poussée d'Archimède. Soit :

$$\Delta P_n \approx \frac{1}{2} \rho U_n^2 \quad (I.10)$$

Ainsi, en formant le rapport de ces 2 différences de pression, on obtient :

$$\frac{\Delta P_n}{\Delta P_\infty} \approx \frac{U_n^2}{U_\infty^2} \approx \frac{g\beta(T_w - T_\infty)L}{U_\infty^2} \approx \frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\nu^2} \left(\frac{\nu}{LU_\infty} \right)^2 \quad (I.11)$$

$$\frac{\Delta P_n}{\Delta P_\infty} \approx \frac{Gr_L}{Re_L^2} = Ri \quad (I.12)$$

Dans ces conditions, il en résulte que si :

$Ri \gg 1$ la convection naturelle est dominante

$Ri \ll 1$ la convection forcée est dominante

$Ri \approx 1$ la convection est dite mixte.

b. Plaque plane verticale en convection mixte

Considérons une paroi verticale, soumise à des conditions de température et de vitesse telle qu'elle est le siège de phénomènes de convection mixte. Deux cas distincts sont maintenant à considérer suivant que les forces de poussée d'Archimède sont dans le même sens ou dans le sens opposé à l'écoulement forcé imposé à l'entrée.

Dans le cas où les deux forces sont dans le même sens : le gradient de pression motrice dû à la convection naturelle et qui peut s'exprimer par la relation :

$$\frac{\partial P_m}{\partial X} = g\beta\Delta T \quad (I.13)$$

S'ajoute au gradient de pression qui génère l'écoulement forcé, on se trouve alors en convection mixte favorable. Dans le cas contraire, La poussée d'Archimède, naissant du gradient de température, s'oppose au gradient de pression motrice de l'écoulement forcé, on est alors en convection mixte défavorable. Dans ce dernier cas, il en résulte souvent des décollements ou des recirculations. Dans ce dernier cas, le traitement du problème étudié devient plus difficile qu'en convection mixte favorable.

Suivant que la paroi est chauffée ou refroidie, et suivant la direction de l'écoulement forcé : vertical, ascendant ou descendant, on trouve quatre (4) situations possibles que nous schématisons par les figures présentées

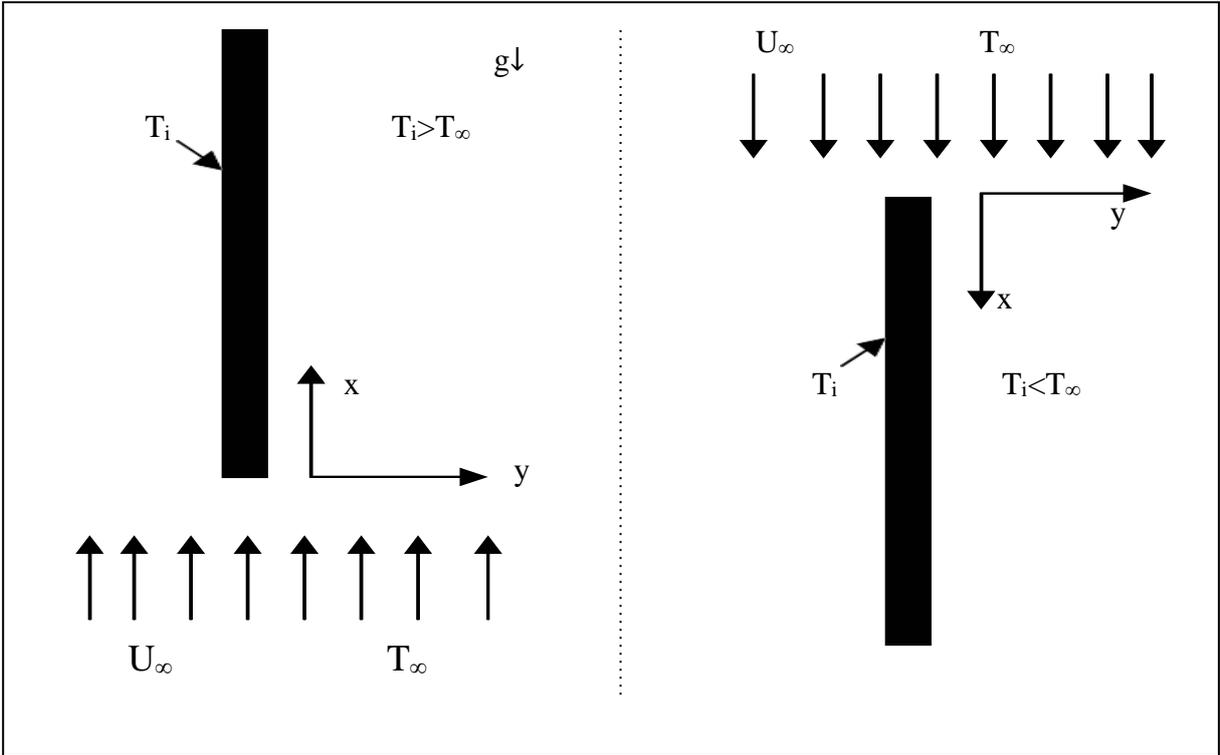


Figure I.5 : Convection mixte favorable [7].

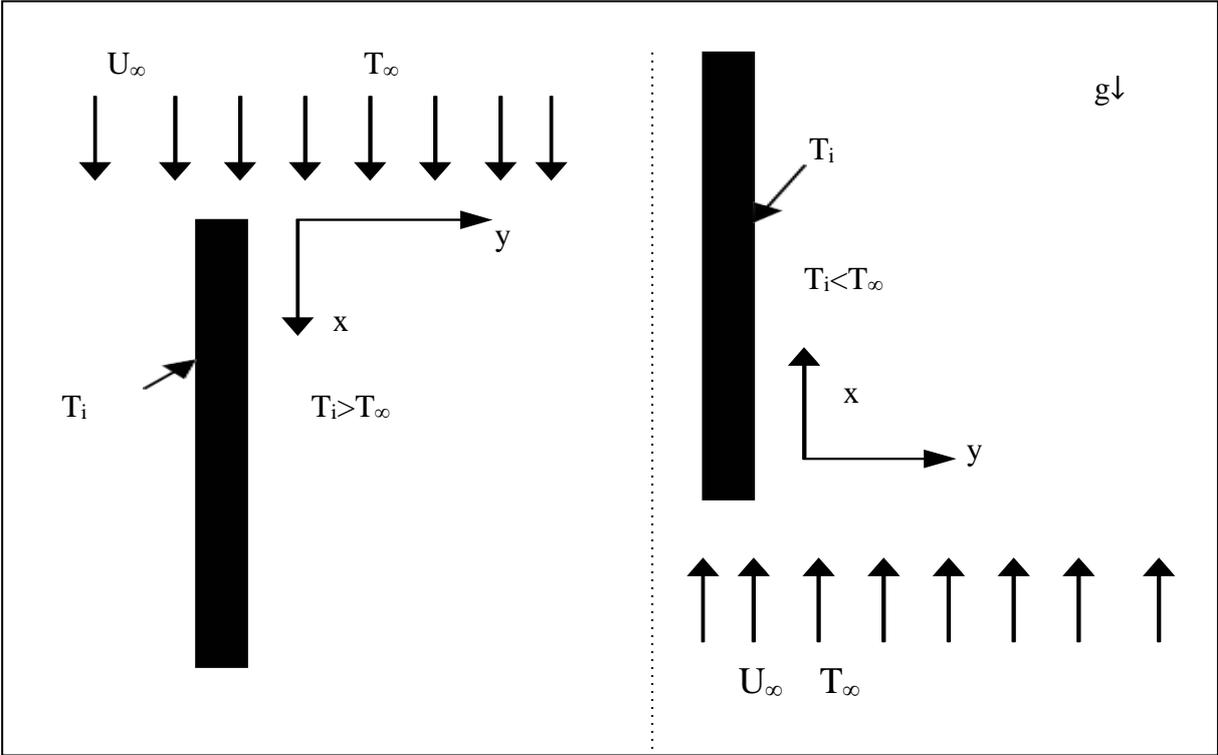


Figure I.6 : Convection mixte défavorable [7].

Les forces de poussée d'Archimède $\beta (T-T_\infty)$ sont précédées d'insigne + en convection mixte favorable et d'un signe - en convection mixte défavorable. [7]

c. Ecoulement en convection mixte

Le transfert de chaleur par convection mixte et l'écoulement de fluide dans les cavités sont des sujets importants d'investigation en raison de leur effet sur de nombreuses applications d'ingénierie et des phénomènes naturels tels que l'énergie thermique, les industries pétrochimiques, l'aérospatiale, la construction et les capteurs solaires, etc. Le flux entraîné par les conditions aux limites thermiques et cinématiques à travers la cavité provoque une poussée de la flottabilité et la création d'une convection mixte conditions lorsque les nombres de Grashof et Reynolds augmentent.

Pour caractériser la convection mixte, le nombre de Richardson est alors plus adapté pour ce type de convection [8] :

$$\frac{Gr}{Re^2} = Ri \quad (I.14)$$

La part du phénomène de turbulence dans le mécanisme de transfert est la plus difficile à modéliser et c'est pourquoi de nombreuses corrélations expérimentales obtenues en laboratoire, sur des maquettes, sont proposées pour représenter l'efficacité de ces transferts. Elles sont basées sur des nombres sans dimension. Citons quelques nombres :

- **Le nombre de Reynolds** : le nombre de Reynolds compare les forces d'inertie et les forces de viscosité qu'il faut vaincre pour mettre un fluide en mouvement. C'est le rapport des quantités de mouvement transférées par inertie sur celle transférée par viscosité.

$$Re = \frac{\rho ULc}{\mu} \quad (I.15)$$

ρ : La masse volumique du fluide en (Kg/m³).

U : La vitesse moyenne du fluide (m/s).

Lc : Longueur caractéristique en (m).

μ : La viscosité dynamique en (m²/s).

- **Le nombre de Nusselt** : Le nom Nusselt revient au physicien allemand Wilhelm Nusselt, il caractérise l'intensité d'un transfert thermique par convection et utilisé pour définir le type de la convection soit : convection naturelle (libre) ou forcé. Des valeurs proches de 1 sont représentatives d'un écoulement laminaire du fluide, tandis que des valeurs de 100 à 1000 peuvent être obtenues en écoulement turbulent.

$$Nu = h \frac{Lc}{k} \quad (I.16)$$

h : coefficient de convection ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) en un point particulier de la surface.

L_c : Longueur caractéristique en (m).

k : conductivité thermique du fluide ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).

- **Le nombre de Rayleigh** : nommé d'après Lord Rayleigh. Le nombre de Rayleigh est étroitement lié au nombre de Grashof et les deux chiffres sont utilisés pour décrire la convection naturelle (Gr) et le transfert de chaleur par convection naturelle (Ra).[9]

$$Ra = Gr Pr \quad (I.17)$$

- **Le nombre de Prandtl** : Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température. [10]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.18)$$

I.2. Couche limite

I.2.1 Définition

La couche limite est une zone particulière d'écoulements cisailés libre ou à paroi où se concentrent les gradients de vitesse et température, on parle alors de couche limite dynamique, thermique [11]. Elle est la conséquence de la viscosité du fluide et est un élément important en mécanique des fluides. La couche limite est alors gouvernée par des équations différentielles partielles faciles à résoudre. Les équations de Navier-Stokes et de continuité, pour un écoulement bidimensionnel incompressible en coordonnées cartésiennes, sont :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (I.19)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (I.20)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (I.21)$$

μ Est la viscosité dynamique du fluide en un point.

u Et v sont des composent de vitesse.

ρ La masse volumique.

P La pression.

I.2.2 Couche limite dynamique

La couche limite dynamique est une zone dans laquelle la rotation est très forte à la paroi et s'estompe à la frontière ; le fluide est amené à reposer par la contrainte de cisaillement sur la paroi. Les couches limites peuvent être soit laminaire ou turbulente en fonction de la valeur du nombre de Reynolds.

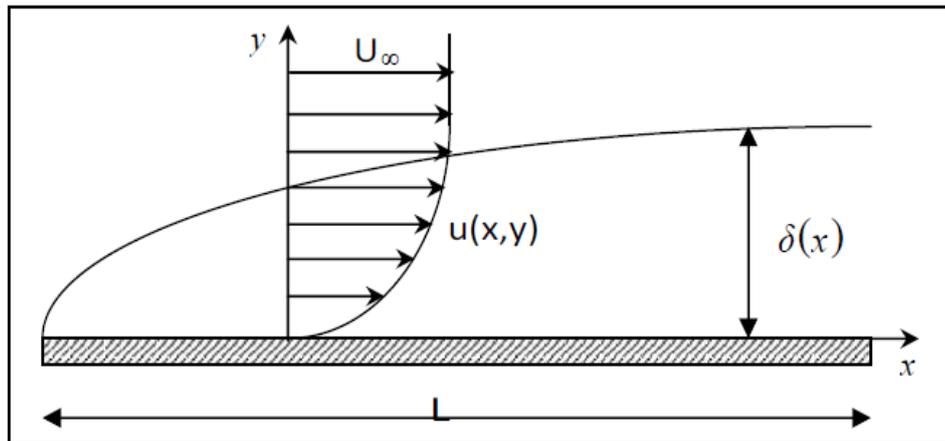


Figure I.7 : Variation de l'épaisseur et de la vitesse de la couche limite dynamique sur une paroi plane [12].

I.2.2.1 Couche limite laminaire

La couche limite laminaire est caractérisée par le fait que tous les vecteurs vitesses sont parallèles à un même plan, l'écoulement se présente alors sous la forme de lame de fluide glissant les unes sur les autres. Ces lames restent rectilignes sur une certaine longueur, puis s'estompent. On observe une telle couche limite vers le bord d'attaque d'un profil.

- **Équations de la couche limite laminaire.**

On considère un écoulement avec les hypothèses suivantes :

- Écoulement permanent $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$

- Écoulement extérieur unidimensionnel et parallèle à la paroi U_∞

- Écoulement extérieur isotherme T_∞

- $T_p = T_p(x)$ température de paroi imposée.

- Fluide isochore $\rho = cste$, avec propriétés physiques indépendantes de T c'est à dire la variation $T_p - T_\infty$ faible.

Remarque : La théorie de la couche limite dynamique ne sera pas exposée.

Le phénomène thermique du problème posé est décrit par l'équation

$$U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (I.22)$$

Dans la couche limite, cette équation va pouvoir être légèrement simplifiée. En effet :

- on observe que le gradient de température reste localisé à proximité de la surface.
- Si x abscisse mesuré depuis le point de départ du phénomène thermique, on a

$$\delta_T(x) \ll x$$

De cela on tire que

$$\frac{\partial T}{\partial x} \ll \frac{\partial T}{\partial y} \quad \text{Et} \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Ainsi l'équation devient [13]

$$U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (I.23)$$

I.2.3. Couche limite thermique

La couche limite thermique se développe lorsque la température de fluide et la température de la surface (plaque plane) se différencient, le nombre de Prandtl indique l'épaisseur de cette dernière, et on peut dire que la couche limite thermique est plus épaisse si le nombre de Prandtl est inférieur à 1, tandis que pour la couche limite dynamique le nombre de Prandtl supérieur à 1.

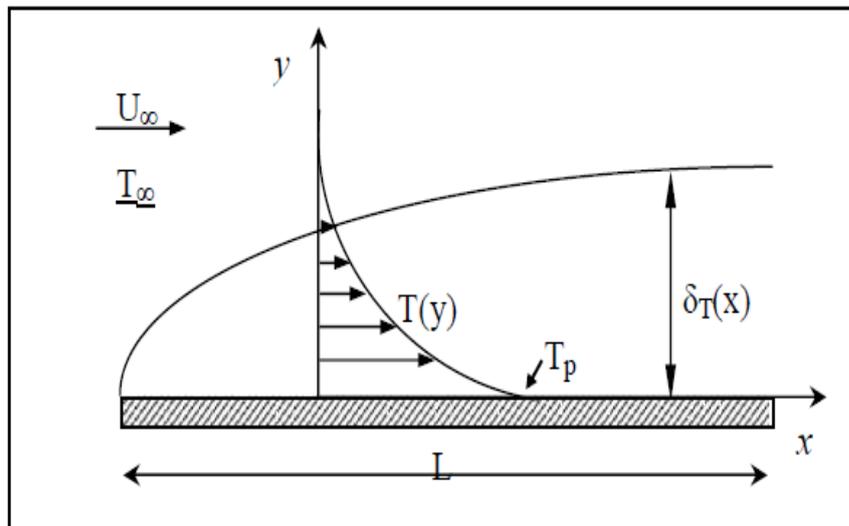


Figure I.8 : Couche limite thermique sur une plaque plane [12].

I.2.4. Comparaison entre la couche limite thermique et dynamique :

On a vu récemment lorsqu'un écoulement de fluide (liquide) en convection mixte devant une plaque plane, à l'extrémité de la paroi se produisent deux types de couche limite qui sont respectivement couche limite dynamique et thermique (δ, δ_t). Pour un nombre de Prandtl quelconque, voici une comparaison entre les deux types de couche limite qui se produisent :

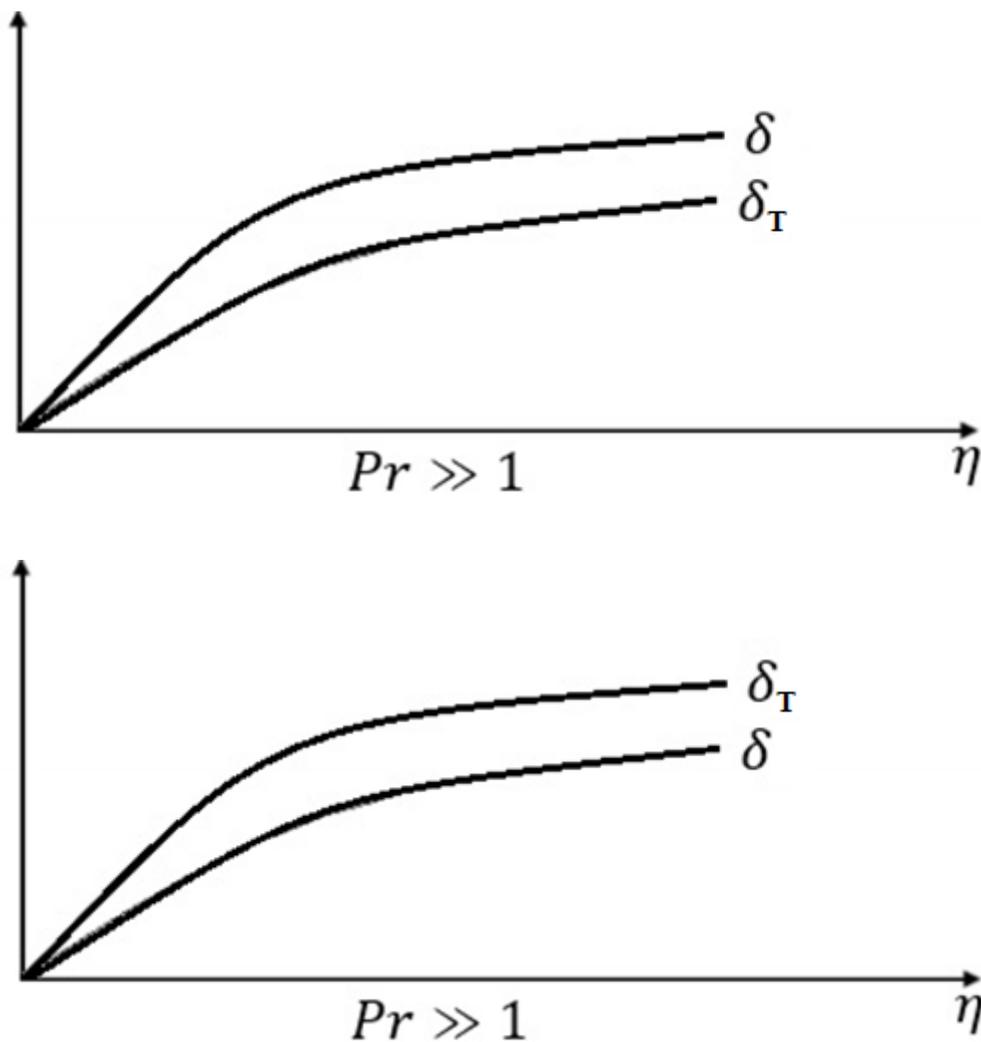


Figure I.9: Comparaison entre la couche limite dynamique et thermique pour les valeurs du nombre de Prandtl. [13]

δ_t : couche limite thermique

δ : couche limite dynamique

I.3. L'effet Soret

I.3.1 Introduction

Le phénomène physique de thermodiffusion a été initialement découvert par Ludwig qui étudiait en 1856 des solutions sodium-sulfate. En 1879, le scientifique Suisse, Charles Soret a découvert qu'une solution saline, contenue dans un tube où les deux extrémités sont maintenues à des températures différentes, ne reste pas homogène dans sa composition : le sel est plus concentré à proximité de l'extrémité froide que près de l'extrémité chaude du tube. Le phénomène de thermodiffusion dans les mélanges gazeux a été prédit théoriquement par Enskog en 1911 et indépendamment par Chapman en 1916 et il a été observé expérimentalement par Chapman et Dootson en 1917. Lorsqu'un mélange initialement homogène, constitué d'au moins deux constituants, est soumis à un gradient de température (en l'absence de gravité), on observe une migration relative des constituants les uns par rapport aux autres. Il en résulte la formation d'un gradient de concentration. Cette séparation est appelée : thermodiffusion, effet Ludwig-Soret ou plus simplement effet Soret [14].

I.3.2. Définition

La thermophorèse, ou thermodiffusion, ou thermomigration, ou effet Soret, ou encore, effet Ludwig-Soret, est un phénomène observé dans les préparations de particules en mouvement où les différentes catégories de particules présentent des réponses différentes lorsqu'elles sont soumises à un gradient de température. Le terme de « thermophorèse » s'applique le plus souvent à des mélanges aérosols mais peuvent aussi bien faire référence à ce phénomène dans les différentes phases de la matière. Le terme d'« effet Soret » est normalement utilisé pour les préparations liquides qui se comportent selon des mécanismes différents et moins bien connus que les mélanges gazeux[15].

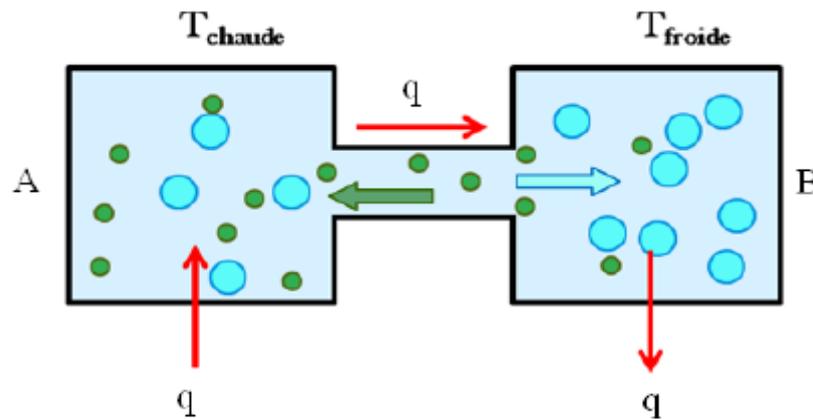


Figure I.10: Schéma représentatif de la thermodiffusion (l'effet Soret) [16].

I.3.3. Coefficient de Soret

La connaissance précise des coefficients de Soret du mélange en rapport avec certains domaines scientifiques ou techniques est primordiale. Elle concerne notamment le transport de polluants dans les sols, le stockage des déchets radioactifs, la migration d'humidité dans des fibres isolantes, dans la production pétrolière pour une évaluation plus fine de la répartition des hydrocarbures dans les gisements profonds [17]. L'effet de Soret nous permet de savoir dans quel sens s'effectue le transfert de masse à savoir, dans le sens positif (du côté chaud au côté froid ou bien à l'inverse). Dans le cas particulier de solutions peu concentrées, et sous l'hypothèse de gradients de température et de concentration uniformes, le coefficient de Soret peut s'exprimer par une relation simplifiée :

$$St = - \frac{1}{\Delta T} \frac{\Delta n}{n} \quad (I.24)$$

Avec : ΔT , différence de température entre parois chaude et froide ; Δn , différence de concentration entre les extrémités du récipient, à l'état stationnaire [25].

I.4. Travaux bibliographiques relatifs au domaine

La convection mixte sur une plaque a fait l'objet de plusieurs études théoriques et expérimentales. Parmi lesquelles nous présentons quelques unes que nous avons jugé proches de notre cas.

Traoré et al ont analysé l'effet Soret en convection thermosolutale. Ils ont montré que pour des valeurs très faibles du rapport de thermodiffusion, la situation de repos peut être

modifiée pour donner naissance à un écoulement de type thermodiffusion. De plus l'augmentation de ce coefficient conduit à une augmentation du taux de transfert de chaleur et à une diminution du taux de transfert de masse [7].

Shenoy a étudié la convection mixte en régime permanent d'une couche limite sur une plaque plane isotherme et inclinée mais dans le cas d'un fluide non-newtonien. Le travail a été axé sur les effets, d'une part, de l'inclinaison de la surface et du nombre de Richardson sur le nombre de Nusselt [7].

Ali et Al-yousef ont étudié l'écoulement d'une couche limite laminaire, en convection mixte, sur une surface verticale présentant une perméabilité linéaire en mouvement. L'investigation traite les cas d'une poussée thermique qui aide ou s'oppose à l'écoulement. Les solutions locales de similitude sont obtenues par les équations de la couche limite. Comme conditions aux limites, ces auteurs ont supposé que les variations de la température et de la vitesse suivent une loi en puissance. L'étude a porté sur l'effet de divers paramètres régissant l'écoulement, tels que le nombre de Prandtl Pr , le paramètre d'injection ou aspiration d et le nombre de Richardson sur les distributions de vitesse, de température et du coefficient de transfert thermique. Des valeurs critiques ont été trouvées et qui sont vérifiées par la solution analytique de l'équation d'énergie [7].

Mai Ton Hoang et al. ont étudié, en régime transitoire, la couche limite laminaire sur une plaque verticale en convection mixte. Le système d'équations est résolu à l'aide de la méthode numérique aux différences finies, avec un schéma implicite. Ils ont montré que la nature de la plaque influe sur les épaisseurs des couches limites dynamique et thermique ainsi que sur la vitesse de l'écoulement. Ils ont observé qu'une faible perturbation de vitesse engendre une instabilité de l'écoulement [7].

L'étude entreprise par Guo T. et al. a porté sur l'influence de la convection naturelle sur la convection forcée au-dessus d'une surface plane verticale soumise à un flux de rayonnement thermique. Ils ont considéré un plan vertical semi-infini dont une face est soumise au rayonnement tandis que l'autre est léchée par un fluide en écoulement, parallèlement à sa surface. L'échauffement du plan par le rayonnement, donne naissance à une convection naturelle dans le fluide qui perturbe l'écoulement forcé. Ces auteurs ont axé leur calcul,

en régime laminaire et permanent, des distributions des vitesses et de la température, dans la couche limite qui se développe sur le plan à partir de son bord d'attaque [7].

Carl Friedrich Wilhelm Ludwig il fait ses études de médecine à Marbourg et Erlangen. Il est professeur de physiologie en 1842 et d'anatomie comparée en 1846. Après avoir enseigné à Zurich et à Vienne il est nommé en 1865 à l'université de Leipzig, où il crée l'Institut de Physiologie auquel il laissera son nom. Ludwig se consacra à des domaines de recherche tels que la physiologie de la pression artérielle, l'excrétion urinaire et l'anesthésie. Il reçut la Médaille Copley en 1884. Ludwig fut le premier à observer la thermophorèse dans les mélanges liquides (« effet Soret » ou « effet Ludwig-Soret »). Depuis 1932 la Médaille Honoraire Carl Ludwig est décernée par la Société Allemande de Cardiologie à des chercheurs d'exception dans le domaine cardio-vasculaire [18].

Saeid a étudié l'écoulement en convection mixte, laminaire le long d'une plaque verticale a une température en régime d'oscillation périodique. Le fluide est newtonien et incompressible avec des propriétés constantes sauf dans le terme de gravité où il adopte l'hypothèse de Boussinesq et néglige la dissipation visqueuse. L'écoulement est laminaire et en régime transitoire. Les équations du bilan dynamique et thermique sont approchées par des couches limites bidimensionnelles. Les équations sont discrétisées et résolues à l'aide de la méthode numérique aux différences finies. Le calcul est effectué pour l'air ($Pr=0.72$) et l'eau ($Pr=7.0$). La comparaison du nombre de Nusselt et le coefficient de frottement, avec des résultats antérieurs sont satisfaisants. Les variations périodiques du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement sont effectuées pour différentes amplitudes et fréquences de la température de plaque[19].

Kumari et al. se sont intéressé au sujet de l'écoulement d'un fluide non-newtonien en convection mixte sur une plaque plane mobile et chauffée à une température constante. Le système des équations partielles thermiques et dynamiques régissant l'écoulement est résolu numériquement par la méthode des différences finies, avec un schéma implicite. Ils ont étudié l'effet de divers paramètres entrant dans le transfert thermique pariétale, comme le nombre de Prandtl, le nombre de Peclet et la poussé thermique [20].

Charles Soret professeur de médecine physique En 1879 il publia sa première étude sur la thermodiffusion fondée sur des expériences conduites avec des solutions de [[chlorure de sodium]] et de [[nitrate de potassium]] dans des tubes chauffés à une extrémité et refroidis à l'autre. Ses résultats ont confirmé les études de [[Carl Ludwig]] publiées 20 ans plus tôt et dont Soret n'avait probablement pas eu connaissance[21]. Et mis expérimentalement en évidence la présence d'un gradient de concentration ionique opposé au gradient thermique, en observant une migration des ions vers les parties froides de son récipient. Il est important de noter les travaux de Dufour qui, en 1872, avait déjà montré l'effet inverse qui porte son nom, à savoir l'apparition d'un gradient de température induit par un gradient de concentration. Toutefois, cet effet est négligeable dans les solutions et n'est pris en compte que dans les mélanges de gaz[22].

Adolf Fick est un physicien influencé par Carl Ludwig, en 1851 il devient docteur en médecine il introduit deux lois phénoménologiques sur la diffusion de la matière connues sous le nom des lois de Fick la première loi d'écrit la relation entre le flux et le gradient de la concentration d'une espèce chimique diluée, et est inspirée de la loi de Fourier pour les transferts thermiques[22].

I.5. Conclusion

Dans le premier chapitre, on a présenté quelque définition et revus sur la convection mixte et la convection naturelle et forcée dans le cas générale du transfert thermique, d'autre part on a donné une définition générale sur l'effet Soret et on a présenté le coefficient de l'effet Soret et le domaine scientifique d'apparition. La thermodiffusion pourrait se résumer comme suit : pour un système composé de plusieurs constituantes placées dans un gradient de température, la réponse se situe dans la mise en place de gradients de concentrations.

Chapitre II

**Problématique et
modélisation mathématique**

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la problématique ainsi les modèles mathématique appliqués et les hypothèses simplificatrices. Nous formulons le problème physique régissant le phénomène de l'effet Soret sur un écoulement convectif mixte devant une plaque plane. Nous exprimons les équations de conservation et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle. Nous introduisons les principales grandeurs dynamiques et thermiques.

II.2 Présentation du problème

On considère une plaque plane verticale chauffée par un fluide à une température T_f et à un coefficient d'échange convectif constant, un écoulement de fluide dans notre cas (eau et air) traversant la surface de la paroi en mouvement ascendant. Les forces de volumes induites par le gradient de température entre les particules fluide qui sont au voisinage de la paroi est celles de l'écoulement potentiel créent un mouvement de convection naturelle qui perturbe l'écoulement forcé. Le résultat de cette combinaison donne naissance à une convection mixte.

Un schéma représentatif pour le problème physique est illustré dans la figure (II.1). L'origine du repère O_{XY} est située sur la plaque et coïncide avec son bord d'attaque. L'axe Ox est orienté suivant le sens de l'écoulement forcé. L'axe Oy est perpendiculaire à la plaque et orienté vers l'intérieur de l'écoulement du fluide. Et nous avons un écoulement laminaire et permanent d'un fluide newtonien incompressible avec les propriétés thermophysiques $U_\infty, T_\infty, C_\infty$ qui sont respectivement la vitesse, la température et la concentration. Le fluide entre en contact avec la plaque plane verticale tel qu'il est montré sur le schéma, sur l'autre côté de la paroi un autre fluide convectif s'écoule à proximité de la paroi avec les propriétés thermophysiques T_f, h_f qui sont respectivement la température et le coefficient convectif et C_w est la concentration à la paroi avec g est l'accélération de la pesanteur. Dans ce cas il apparaîtra des couche limites thermique, dynamique et massique qui sont respectivement $\delta_T, \delta_D, \delta_C$.

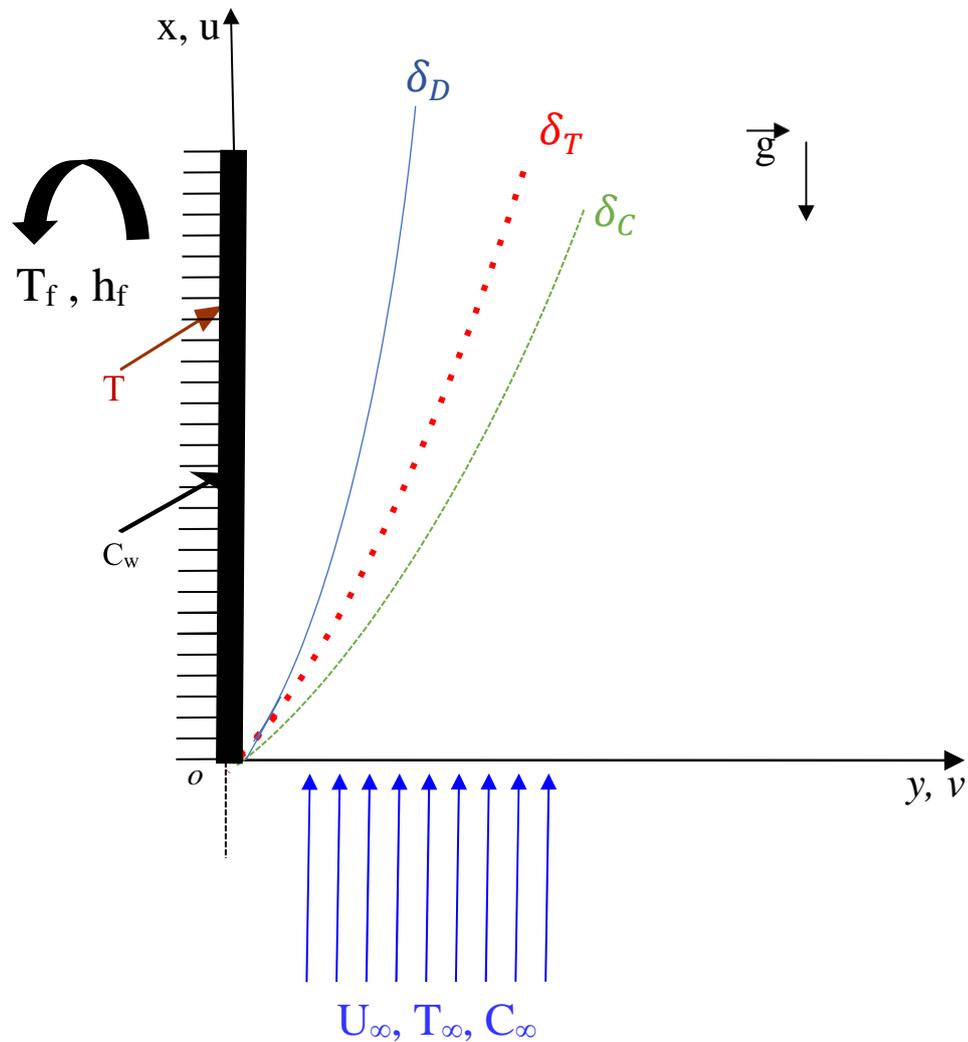


Figure II.1 : Géométrie du problème et système de coordonnées

II.3. Equations générales de conservation

II.3.1 Equations de conservation pour les écoulements laminaires

II.3.1.1 Equation de continuité

L'équation de continuité ou équation de conservation de masse s'exprime

Mathématiquement comme suit :

$$\vec{\nabla}(\vec{V}) = 0$$

$$\overrightarrow{div}(\rho v) = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0 \quad (II.1)$$

II.3.1.2 Équation de quantité de mouvement

Les équations de conservations de quantité de mouvement, généralement appelés équations de Navier-Stokes, qui sont des équations aux dérivées partielles non-linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles s'écrivent comme suit :

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial T} + (\vec{V} \nabla) \vec{V} \right] = -\nabla P + \rho \vec{g} + \mu \Delta \vec{V} \quad (II.2)$$

II.3.1.3. Equation d'énergie

Elle peut être exprimée en fonction de l'énergie interne T

- **Equation d'énergie interne**

L'équation de transport de l'énergie est obtenue par l'application de la formule suivante

$$\rho_{\infty} C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) T \right] = k \Delta T \quad (II.3)$$

Où k : est la conductivité thermique

- **Équation de concentration**

Le flux de concentration joue un rôle important dans l'étude de l'effet Soret, il est généralement exprimé par l'équation de concentration

$$\frac{\partial C}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) C = D_m \Delta C + D_s \Delta T \quad (II.4)$$

Où D_m : le coefficient de diffusion massique

D_s : coefficient de Soret dimensionnel

C : la concentration du fluide

II.3.2 Hypothèses simplificatrices

La modélisation du système étudié est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- 1- L'écoulement est laminaire, permanent, bidimensionnel (x, y).
- 2 - Le fluide étudié est newtonien et incompressible.
- 3 - Les propriétés thermophysiques du fluide (μ , C_p , k , β_T et β_C) sont constantes.

4 - La dissipation visqueuse est négligée dans l'équation de l'énergie.

5 – On applique l'approximation d'Oberbeck-Boussinesq

$$\rho = \rho_{\infty} [\beta_T (T - T_{\infty}) + \beta_C (C - C_{\infty})] \quad (II.5)$$

Avec ρ_{∞} : la masse volumique du fluide à la température d'entrée T_{∞} .

β_T : le coefficient de dilatation thermique.

β_C : le coefficient de dilatation massique

6 – Les approximations de couche limite :

$$\text{a) } U \gg V \quad ; \quad \text{b) } \frac{\partial V}{\partial X} \ll 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial V}{\partial Y} \ll 0 \quad ; \quad \frac{\partial U}{\partial Y} \gg \frac{\partial U}{\partial X} \quad ; \quad \text{c) } \frac{\partial T}{\partial Y} \gg \frac{\partial T}{\partial X} \quad ; \quad \text{d) } \frac{\partial C}{\partial Y} \gg \frac{\partial C}{\partial X}$$

7 - La surface de la plaque imperméable à l'écoulement.

II.4 Formulation du problème

II.4.1 Equations de conservations

Le système d'équations qui gouverne l'écoulement laminaire en convection mixte et le transfert de chaleur en coordonnées cartésiennes après simplifications s'écrivent comme suit :

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (II.6)$$

- **Equations de quantités de mouvement**

✓ Selon (ox)

$$\rho_{\infty} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \rho_{\infty} g [\beta_T (T - T_{\infty}) + \beta_C (C - C_{\infty})] \quad (II.7)$$

- **Equation d'énergie**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (II.8)$$

Où :

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$$

α : La diffusivité thermique

k : La conductivité thermique

C_p : Capacité thermique massique à pression constante.

ρ : la masse volumique

• **Equation de concentration**

$$u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} = D_m \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + D_s \frac{\partial T^2}{\partial y^2} \quad (II.9)$$

II.4.2 Conditions aux limites

$$\left\{ \begin{array}{l} y = 0; \quad u = 0; \quad v = 0; \quad -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = h(T_f - T); \quad C = C_W; \\ y \rightarrow \infty; \quad u = U_\infty; \quad T = T_\infty; \quad C = C_\infty; \end{array} \right. \quad (II.10)$$

Où :

u_∞ Représente la vitesse caractéristique de l'écoulement de convection forcée.

T_∞ Représente la température caractéristique de l'écoulement de convection forcée.

C_∞ Représente la concentration massique caractéristique de l'écoulement de convection forcée.

II.5. Formulation adimensionnelle

Pour résoudre le problème schématisé ci-dessus il est préférable et même très important d'utiliser l'adimensionnement des variables qui nous permettent d'avoir des informations généralisées à une variété des problèmes ayant les mêmes grandeurs de coefficient de similitudes, et réduire le nombre de paramètres d'un problème.

Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème, il est nécessaire d'introduire les grandeurs de référence.

II.5.1 Principales grandeurs physiques et variables adimensionnelles

Le nombre de Reynolds qu'on a introduit est défini par : $R_e = \frac{U_\infty}{\nu_\infty} x$

La fonction de courant défini par $\psi : u = \frac{\partial \psi}{\partial y} ; v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}$

Et la variable de similitude introduite est défini par : $\eta = \frac{y}{x} R_{ex}^{\frac{1}{2}}$

Nous présentons également les variables adimensionnelles ψ , θ et ϕ défini par

$$\Psi(x, y) = \nu_\infty R_{ex}^{\frac{1}{2}} f(\eta) ; \theta(\eta) = \frac{T - T_\infty}{T_f - T_\infty} ; \phi(\eta) = \frac{C - C_\infty}{C_w - C_\infty}$$

II.5.2 Equations adimensionnelles

Les équations (II.8-II.11) adimensionnelles de continuité, de quantités de mouvement et d'énergie qui gouvernent le phénomène de la convection mixte s'écrivent alors :

• Equation de continuité

$$0 = 0 \quad (II.11)$$

• Equations de quantités de mouvement

✓ Selon (ox)

$$f'''' + \frac{1}{2} f f'' + \lambda[\theta + N\phi] = 0 \quad (II.12)$$

• Equation de l'énergie

$$\theta'' + \frac{1}{2} Pr f \theta' = 0 \quad (II.13)$$

• Equation de concentration

$$Sc St \theta'' + \phi'' + \frac{1}{2} Sc f \phi' = 0 \quad (II.14)$$

Les conditions aux limites deviennent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta = 0; f(0) = 0; f'(0) = 0; \theta'(0) = -H(1 - \theta); \phi(0) = 1; \\ \eta \Rightarrow \infty; f'(\infty) = 1; \theta(\infty) = 0; \phi(\infty) = 0; \end{array} \right. \quad (II.15)$$

$$\text{Nombre de Bio} : B_{ix} = \frac{-hx}{k}$$

Nous avons six paramètres définis par :

Paramètre de convection à la paroi : $H = B_{ix} Re_x^{\frac{1}{2}}$

Le paramètre de convection mixte thermique : $\lambda = \frac{Gr}{Re_x^2}$

Taux de flottabilité : $N = \frac{\beta_C \Delta C}{\beta_T \Delta T}$

Le coefficient de Schmidt : $Sc = \frac{v_\infty}{D_m}$

Le coefficient de Soret : $St = \frac{D_S \Delta T}{v_\infty \Delta C}$

Le nombre de Prandtl : $Pr = \frac{v_\infty}{\alpha}$

II.6. Caractérisation du nombre de Nusselt et Sherwood

Nous avons Le nombre de Sherwood est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser le transfert de masse, il est défini par :

$$Sh_x = \frac{x(q'_w)}{D_m \Delta C} \quad (II.16)$$

D'où la densité massique : $q'_w = -D_m \frac{\partial c}{\partial y} |_{y=0}$

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser le transfert thermique entre un fluide et une paroi « transfert convectif », défini par :

$$Nu_x = \frac{x(q_w)}{k_0 \Delta T} \quad (II.17)$$

D'où la densité thermique : $q_w = -k_0 \frac{\partial T}{\partial y} |_{y=0}$

Dans le contexte actuel le nombre de Nusselt local réduit Nur et le nombre de Sherwood local réduit Shr peuvent être introduits et représentés dans l'ordre respectif suivant :

$$Nur = \frac{Nu_x}{Re_x^{\frac{1}{2}}} = -\theta'(0) \quad (II.18)$$

$$Shr = \frac{Sh_x}{Re_x^{\frac{1}{2}}} = -\phi'(0) \quad (II.19)$$

II.7. Conclusion

Pour le positionnement de notre problème cité ci-dessus, nous avons utilisé les équations de Navier-Stokes en coordonnées cartésiennes et les « équations de l'énergie et de concentration qui gouvernent notre problème. On a donné les hypothèses simplificatrices qui vont nous permettre de trouver les équations adimensionnelles à l'aide d'un changement de variable pour notre cas. Enfin nous allons traiter notre problème avec une méthode numérique en utilisons le dans le Matlab.

Chapitre III

Résultats et discussion

III .1 Introduction

Dans ce chapitre nous décrivons la méthode numérique utilisée pour résoudre les équations de base formulées dans le chapitre II, et est consacré à la présentation des résultats obtenus après avoir programmé les équations différentielles ordinaires qui régisse le problème étudié, sur le logiciel de calcul MATLAB.

Rappelant que le problème étudié est un écoulement en convection mixte devant une plaque plane verticale semi-infinie immergé dans un milieu poreux remplie d'un fluide visqueux incompressible.

Afin de résoudre le système constitué des équations de Navier-Stokes en coordonnées cartésiennes et les équations de l'énergie et de concentration associée des conditions initiales et aux limites correspondantes, on utilise plusieurs méthodes de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles actuellement telles que : la méthode des volumes finis, des différences finies, etc., ... Parmi ces méthodes, nous avons choisi la méthode des différences finies.

III.2. Logiciel utilisé :

Il s'agit du code de calcul scientifique MATLAB (qui est une abréviation de *Matrix Laboratory*).

MATLAB est un environnement puissant, complet et facile à utiliser et est destiné aux calculs scientifiques. Il apporte aux ingénieurs, chercheurs et à tout scientifique un système interactif intégrant le calcul numérique et la visualisation. C'est un environnement performant, ouvert et programmable qui permet de remarquables gains de productivité et de créativité.

MATLAB permet le travail interactif, soit en mode commande, soit en mode programmation, tout en ayant toujours la possibilité de faire des visualisations graphiques. Considéré comme un des meilleurs langages de programmation (C ou Fortran), MATLAB possède les particularités suivantes par rapport à ces langages :

- la programmation facile,
- la gamme étendue des nombres et leurs précisions,
- la bibliothèque mathématique très compréhensive,
- l'outil graphique qui inclut les fonctions d'interface graphique et les utilitaires,
- la possibilité de liaison avec les autres langages classiques de programmations.

III.3. Méthode numérique

Le domaine de l'analyse numérique où les applications sont les plus nombreuses est celui de la résolution des équations différentielle. Cela vient du fait que toute modélisation mathématique d'un, ou de plusieurs phénomènes physiques, est décrite par une, ou un système d'équations différentielle. Vu que la majorité, pour ne pas dire la totalité des phénomènes physiques ne sont pas linéaires, il n'existe pas de solutions analytiques pour ces problèmes. Nous sommes obligés de chercher des solutions approchées de la solution exacte (analytique). La, où les solutions de ces équations sont déduites par une approche numérique adéquate.

Dans notre étude nous utilisons la méthode des différences finis qui fait partie des outils de mathématiques appliquées. Un algorithme discret mathématique permettant de rechercher une solution approchée d'une équation différentielle ordinaire (EDO) sur un domaine compact avec conditions aux bords et/ou dans l'intérieur du compact.

L'ensemble des équations différentielles ordinaires couplées (II.14) à (II.16) est fortement non linéaire et ne peut être résolu analytiquement, avec les conditions aux limites (II.17), ils forment un problème aux limites à deux points qui peut être résolu pour certaines valeurs des paramètres régissant. La méthode des différences finies qui implémente la formule de Lobatto de troisième degré, fournit une solution continue de manière uniforme dans l'intervalle d'intégration.

Le solveur `bvp4c` créé sous MATLAB détermine une solution numérique en résolvant un système d'équations algébriques résultant avec les conditions aux limites, l'utilisateur doit fournir les points de maillage initial ainsi qu'une approximation initiale de la solution, les régions de l'écoulement sont contrôlées par des paramètres, à savoir N , λ , H , Pr , Sc et St . [23]

III.3.1 Description du programme

1. Vérifiez les arguments d'entrée et estimez la solution initiale ;
2. Évaluer l'interpolation Hermite cubique et son premier ;
3. Calculer norme L2 du résidu en utilisant 5 points Lobatto quadrature ;
4. Redistribuer points de maillage et de se rapprocher de la solution ;
5. Évaluer le système d'équations de collocation ;
6. Former la matrice Jacobienne globale des équations de collocation ;
7. Donner les valeurs numériques.

8. Les régions de l'écoulement sont contrôlées par des paramètres physiques, thermiques à savoir, N , λ , H , Pr , Sc et St

9. Des calculs préliminaires sont menés pour vérifier les résultats numériques.

III.4 Validation du programme

Afin de vérifier l'exactitude de la méthode utilisée, les résultats actuels correspondants sont comparés à ceux obtenus par [24] (tableau III.1), Il ressort de ce tableau que les résultats actuels sont en bon accord avec ceux rapportés par le travail cité.

Tableau III.1 Comparaison de $F'(0)$ et $-\theta'(0)$ pour différentes valeurs de H , et Pr lorsque $\eta=0$ et $N=0$ avec celle de cette référence [24]

Tableau III.1 : Comparaison des résultats de $F'(0)$ et $-\theta'(0)$ pour différentes valeurs de H , et Pr

H	Notre travail		[24]	
	Pr=0.72	Pr=10	Pr=0.72	Pr=10
0.8	0.2159	0.3812	0.21586	0.38119
01	0.2282	0.4213	0.22818	0.42134
05	0.2791	0.6356	0.27913	0.63557
10	0.2972	0.6787	0.28715	0.67873
20	0.2913	0.7026	0.29131	0.70255

III.5 Résultats et discussion

Une étude paramétrique a été réalisée selon la méthode décrite précédemment, un ensemble représentatif des résultats graphiques a été obtenu pour la vitesse adimensionnelle $F'(\eta)$, la température $\theta(\eta)$ et la concentration $\phi(\eta)$. Cela pour plusieurs conditions paramétriques. L'effet de paramètre de Soret St , le nombre de Prandlt, Le paramètre de convection mixte thermique λ et N représente un taux de flottabilité, ainsi le coefficient de Schmidt Sc .

III.5.1 Profil de vitesse adimensionnelle

La variation de la distribution de la vitesse adimensionnelle suivant la variable de similarité η est représentée respectivement sur les figures (III.1) à (III.3) pour quelques ensembles de valeurs de λ, Pr, N, Sc, St .

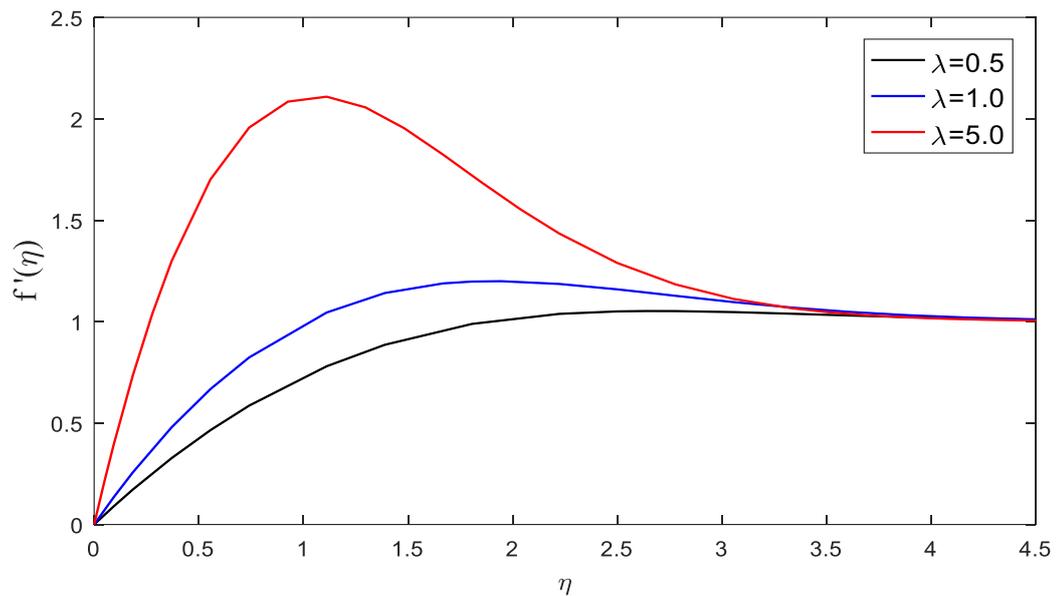


Figure III.1 : variations de profil de vitesse avec η pour λ variable

($H=100, N=2, Pr=0.72, Sc=0.5, St=0.5$)

Figure III-1 illustre la variation de la vitesse adimensionnelles en fonction de la variable de similarité η , cela signifie que l'augmentation du paramètre de la convection mixte thermique λ implique une augmentation du profil de vitesse.

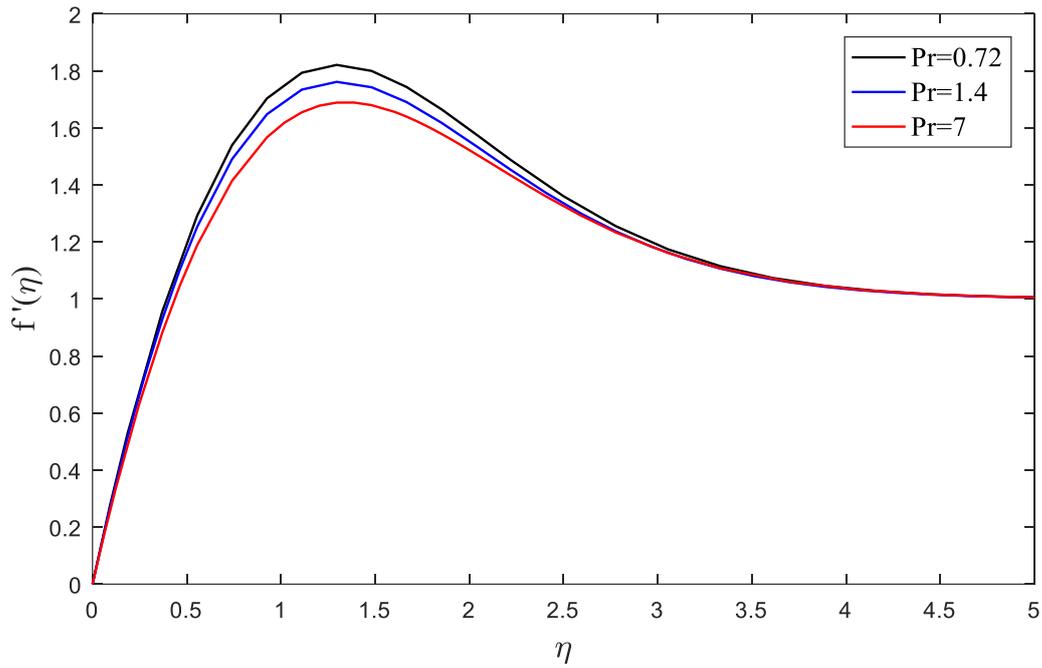


Figure III.2 : variations de profil de vitesse avec η pour Pr variable
($H=100, \lambda=1, N=2, Sc=0.5, St=0.5$)

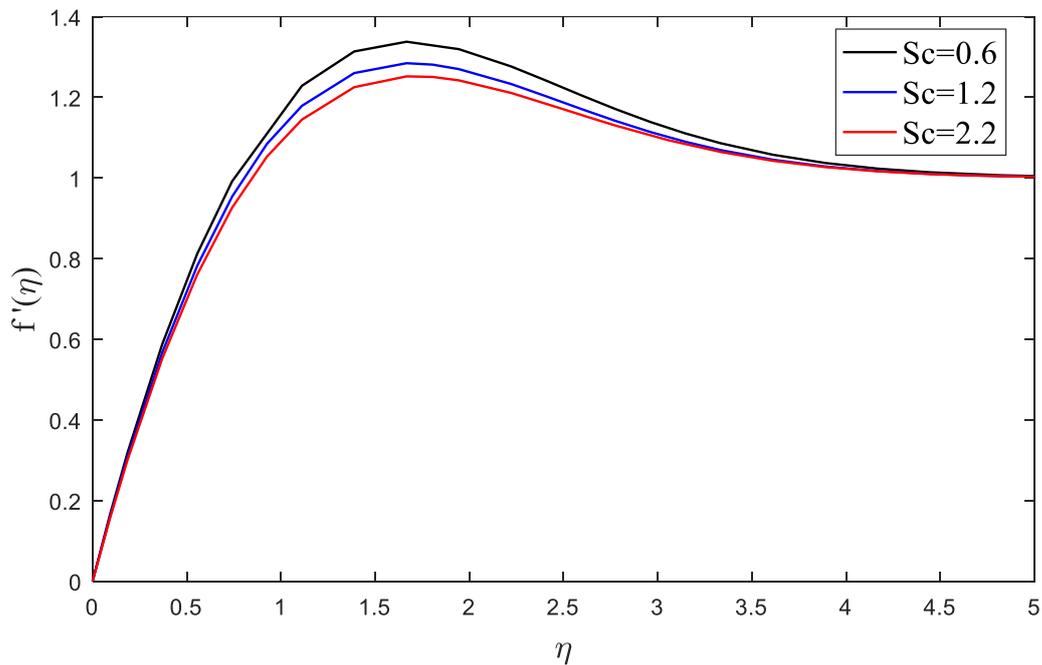


Figure III.3 : variations de profil de vitesse avec η pour Sc variable
($H=100, \lambda=1, N=2, Pr=0.72, St=0.5$)

La Figure III.2 et III.3 montre que la diminution du profil de vitesse est dû à l'augmentation du nombre de Sc et Pr.

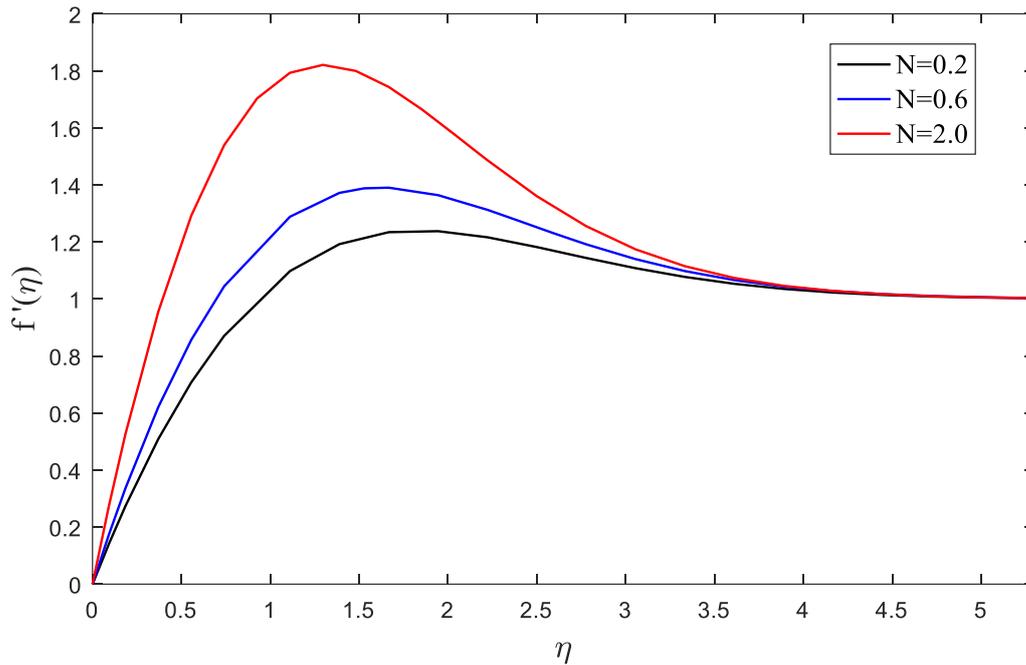


Figure III.4 : variations de profil de vitesse avec η pour N variable
($H=100, \lambda=1, Pr=0.72, Sc=0.5, St=0.5$)

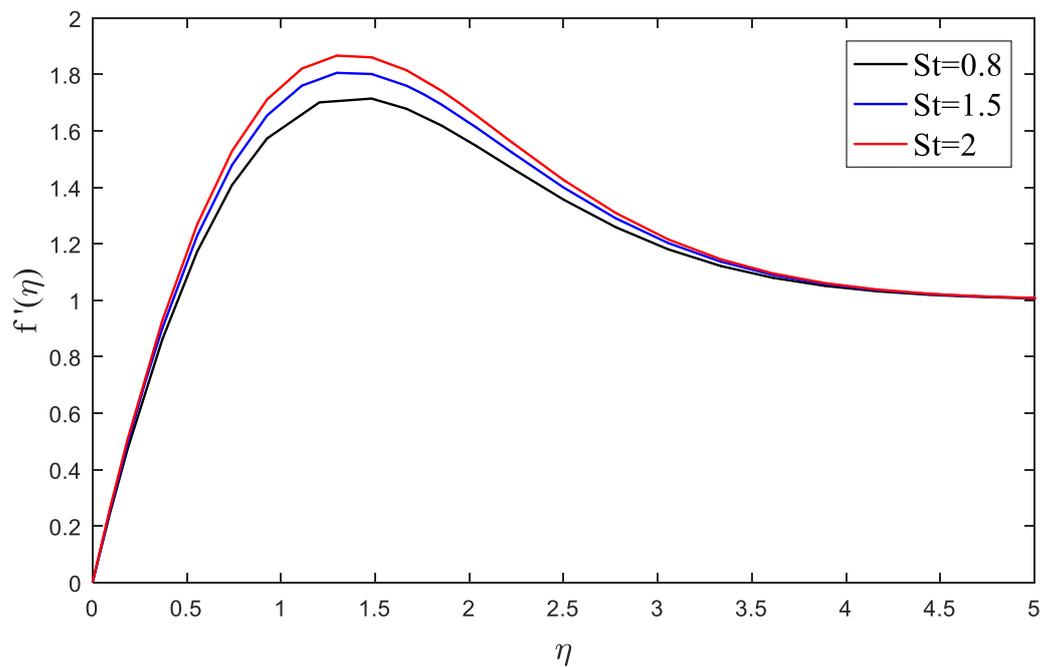


Figure III.5 : variations de profil de vitesse avec η pour St variable
($H=100, \lambda=1, Pr=0.72, Sc=0.5, N=2$)

Les figures III.4 et III.5 nous schématisent la variation du profil de vitesse par rapport à l'augmentation du Taux de flottabilité N et du coefficient de Soret. Le profil de vitesse augmente lorsque N et St augmentent.

III.5.2 Profil de température adimensionnelle :

La variation de la distribution de la température adimensionnelle suivant la variable de similarité η est représentée respectivement sur les figures (III.4) à (III.6) pour quelques ensembles de valeurs de H , N , Pr , Sc , St , λ .

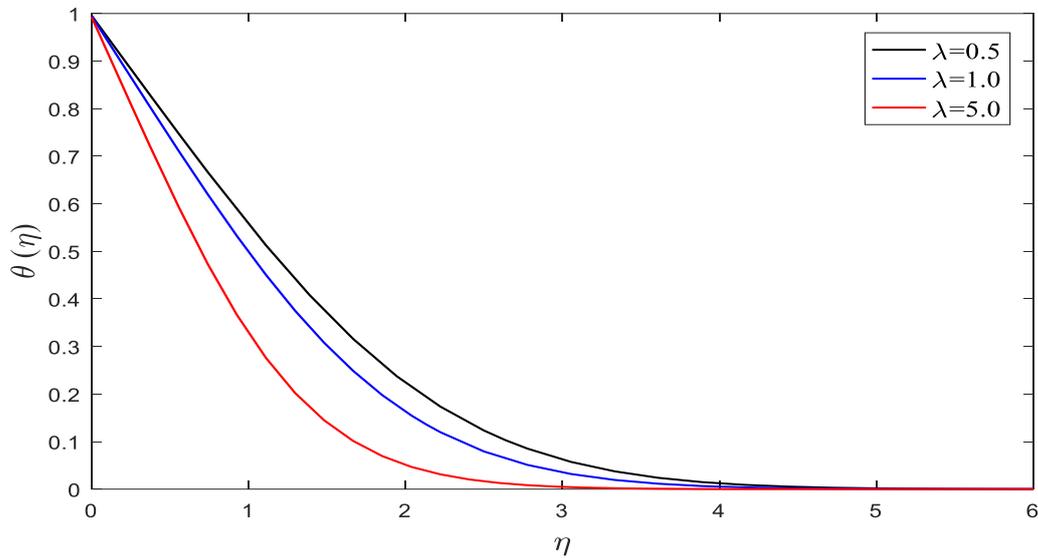


Figure III.6 : effet de λ sur la température adimensionnelle

($H=100$, $N=2$, $Pr=0.72$, $Sc=0.5$, $St=0.5$)

La figure (III.6) montre l'effet du paramètre de convection mixte thermique λ sur les profils de température adimensionnelle dans la couche limite, On remarque que, la couche limite thermique diminue avec l'augmentation du paramètre de convection mixte thermique λ .

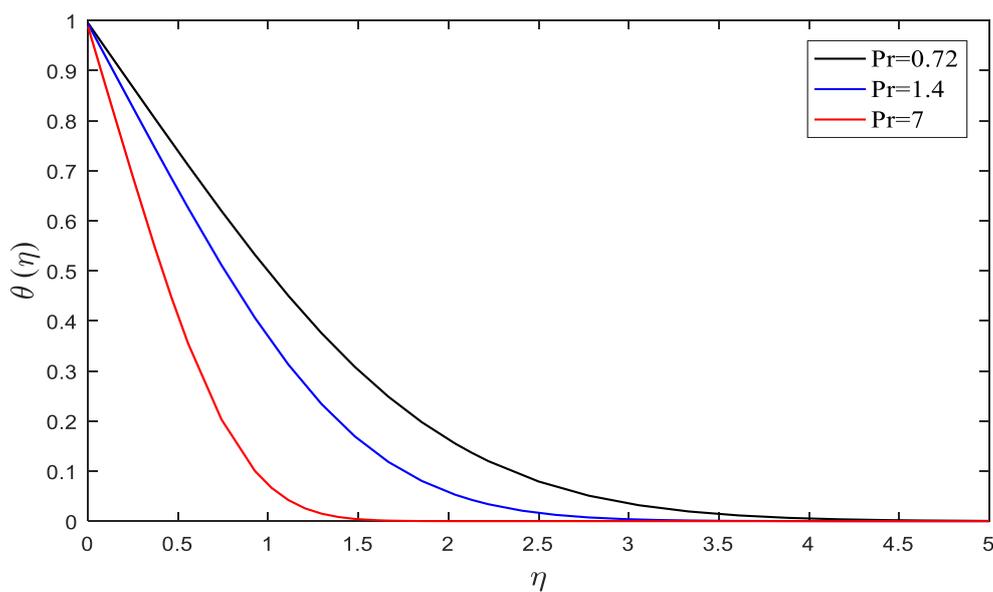


Figure III.7 : effet de Pr sur la température adimensionnelle

($H=100$, $\lambda=1$, $N=2$, $Sc=0.5$, $St=0.5$)

La figure (III.7) montre que l'effet du nombre de Prandtl (Pr) se traduit par une diminution de la couche limite thermique quand le nombre de Prandtl est élevé (eau, Pr=7.0).

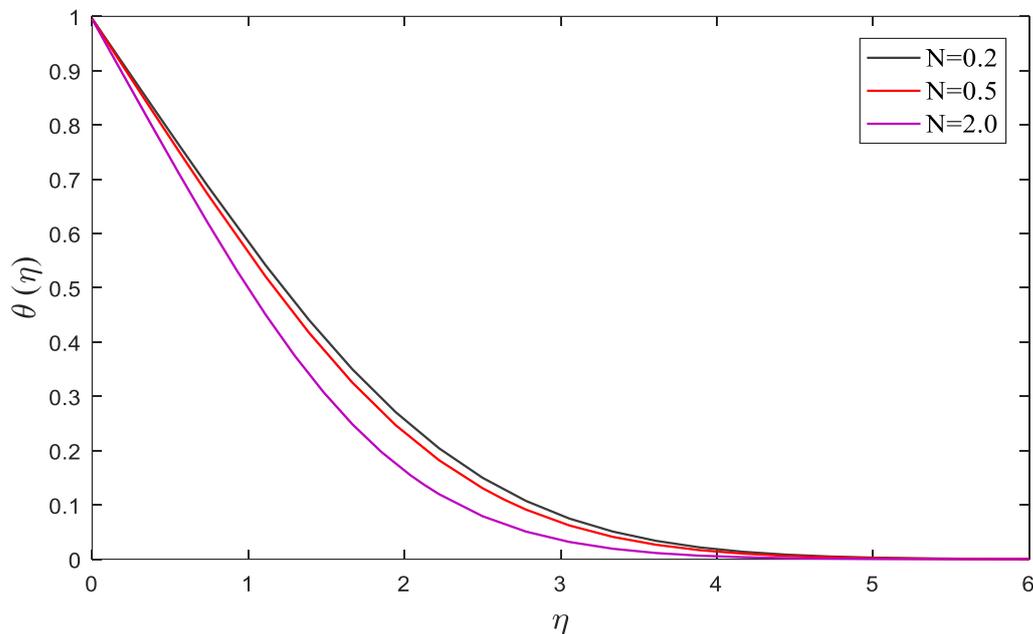


Figure III.8 : effet de N sur la température adimensionnelle
($H=100$, $\lambda=1$, $Pr=0.72$, $Sc=0.5$, $St=0.5$)

La figure III.8 montre que l'augmentation du paramètre de flottabilité N à effet sur la diminution de la température adimensionnelles.

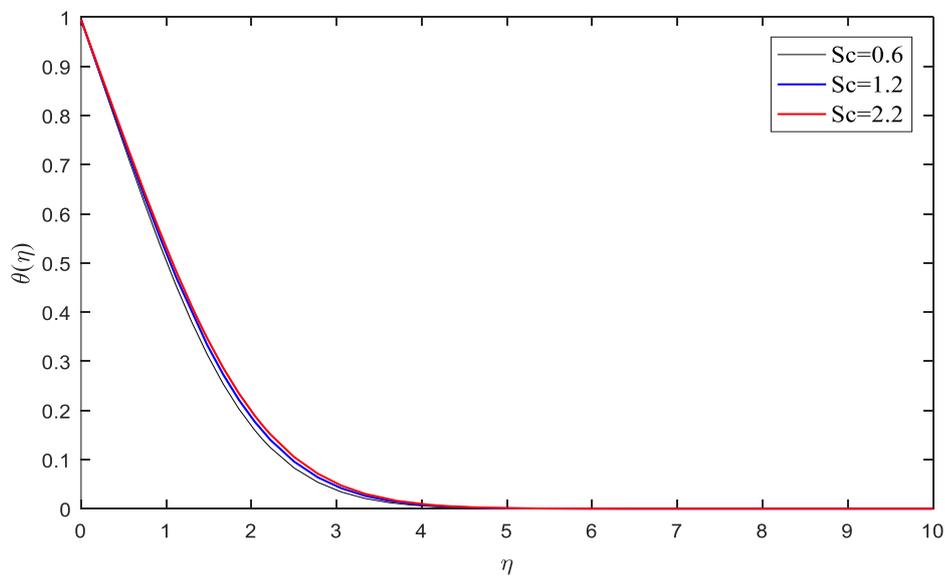


Figure III.9 : effet de Sc sur la température adimensionnelle
($H=100$, $\lambda=1$, $Pr=0.72$, $N=2$, $St=0.5$)

Figure III.9 montre que la température adimensionnelle augmente avec l'augmentation du nombre de Schmidt.

III.5.3 Profil de concentration adimensionnelle :

Les figures suivantes (III.10-III.14) montrent les profils de concentration adimensionnelle dans la couche limite pour les différentes valeurs combinées du paramètre de convection mixte thermique λ , et le Taux de flottabilité N , Pr , Sc , St

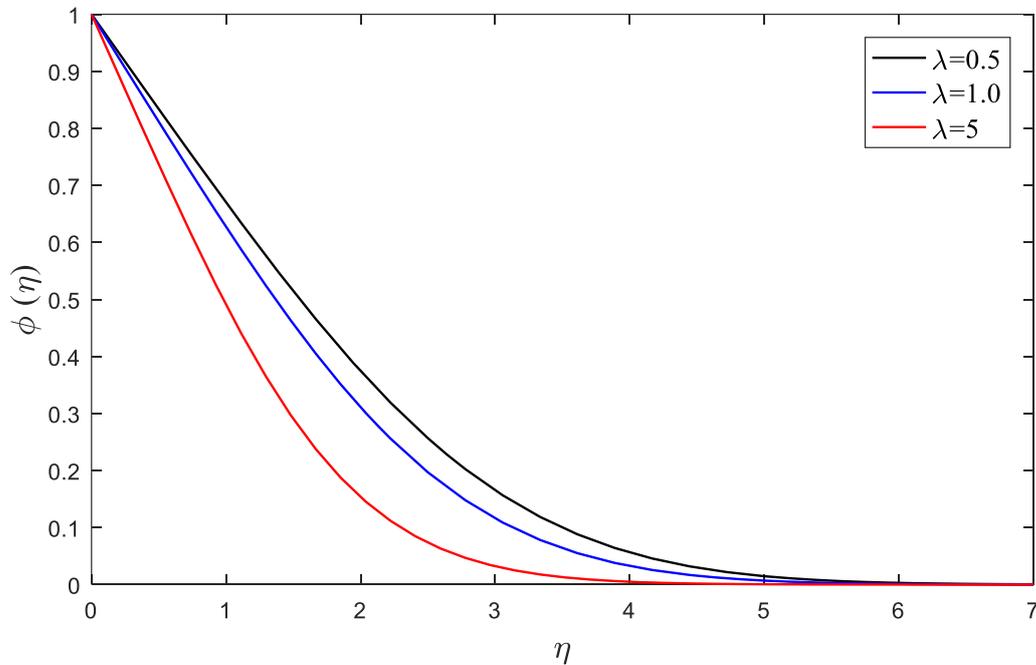


Figure III.10 : Effet de λ sur les profils de concentration
($H=100$, $N=2$, $Pr=0.72$, $Sc=0.5$, $St=0.5$)

La figure (III.10) représente l'influence du paramètre de convection mixte thermique λ sur le profil de la concentration. Il est clairement démontré que la concentration du fluide diminue avec l'augmentation du paramètre de convection mixte thermique λ .

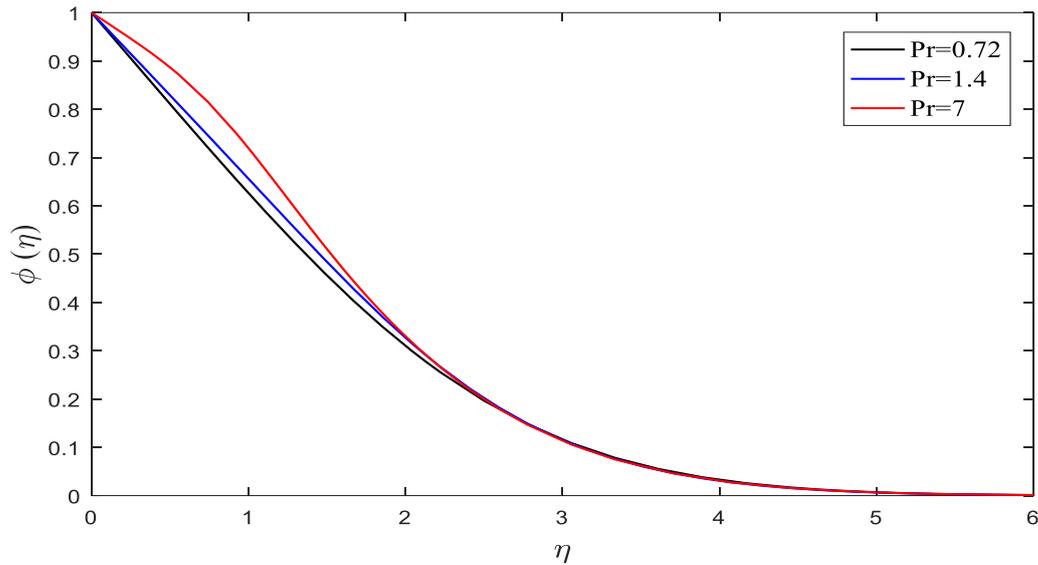


Figure III.11 : Effet de Pr sur les profils de concentration

($H=100$, $\lambda=1$, $N=2$, $Sc=0.5$, $St=0.5$)

La figure (III.11), montre que l'augmentation de Pr, les profils de concentration augmente et il est montré que la diminution de la concentration est liée à la diminution du paramètre Pr.

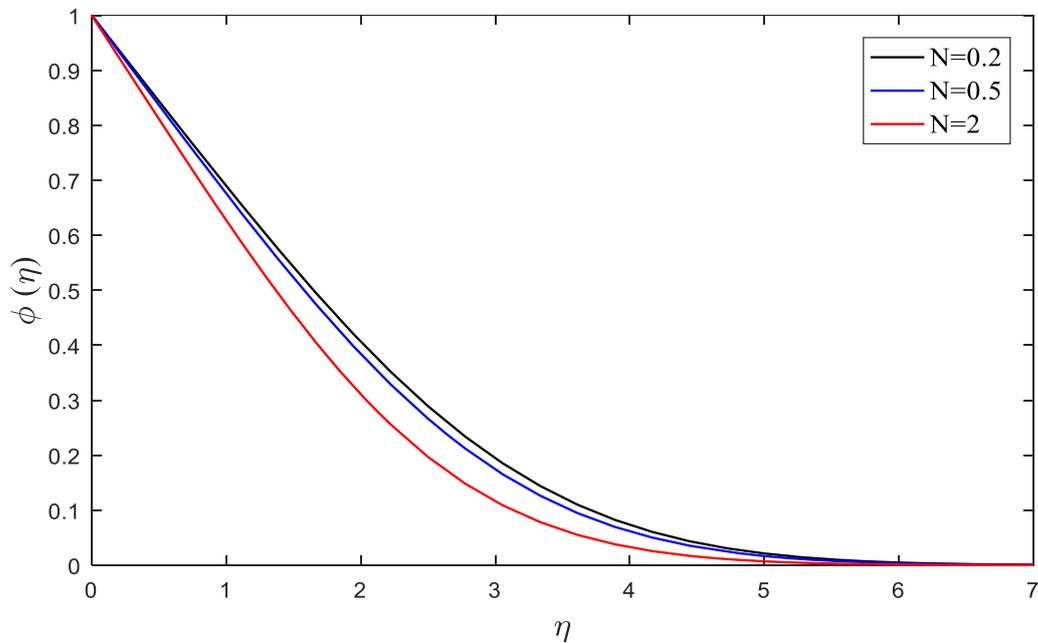


Figure III.12 : Effet de N sur les profils de concentration

($H=100$, $\lambda=1$, $Pr=0.72$, $Sc=0.5$, $St=0.5$)

Figure (III.12) montre que l'effet de N (Taux de flottabilité) sur le profil de concentration pour différentes valeurs de $Pr=0,72$, $H=100$ et $\lambda=1$ $Sc=0.5$. Les valeurs positives de N impliquent la diminution du profil de concentration.

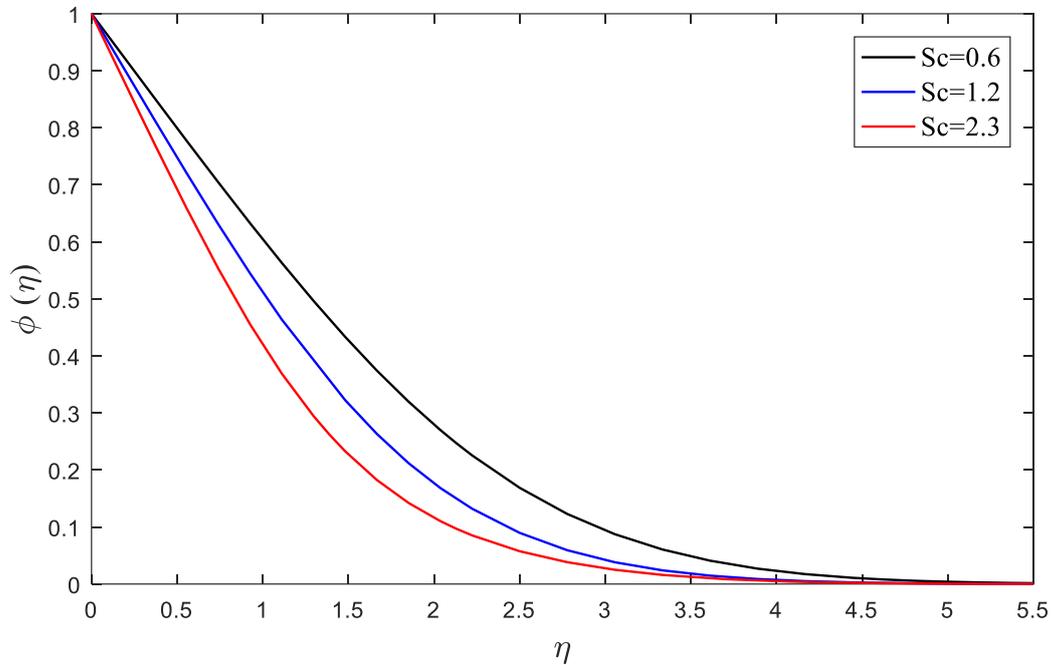


Figure III.13 : Effet de Sc sur les profils de concentration

($H=100$, $\lambda=1$, $N=2$, $Pr=0.72$, $St=0.5$)

La figure (III.13) montre que l'effet du nombre de Schmidt (Sc) est considérable et se traduit par une diminution de la couche limite de concentration en tant que le fluide à plus grand nombre de Schmidt (Sc) a une diffusivité de concentration plus faible.

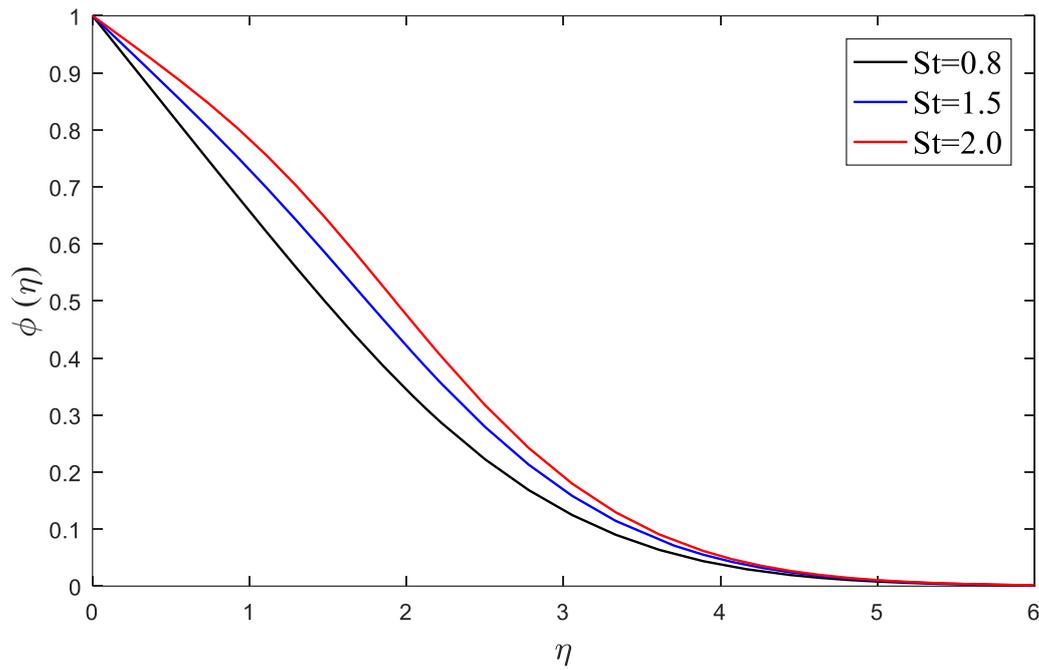


Figure III.14 : Effet de St sur les profils de concentration

($H=100$, $\lambda=1$, $N=2$, $Pr=0.72$, $Sc=0.5$)

La figure (III.14) montre que le coefficient de Soret est plus important dans le profil de concentration plus que les profils de température et vitesse, ceci est démontré par l'augmentation du profil de concentration lorsque le coefficient de Soret St augmente.

III.6. Variation du nombre Nusselt local N_{ux}

Les variations du nombre de Nusselt local sont concernées aux différentes valeurs du Paramètre de convection à la paroi H , Le paramètre de convection mixte thermique λ , Taux de flottabilité N , Le nombre de Schmidt Sc , Le coefficient de Soret St , et enfin du nombre de Prandtl Pr . Les principaux résultats sont illustrés dans le Le tableau (III.2-3).

Tableau III.2 : valeurs de Nusselt pour Pr , N , λ

H=100, Sc=0.50, St=0.50						
Pr=0.72			Pr=7.00			
λ	N=0.10	N=0.50	N=0.80	N=0.10	N=0.50	N=0.80
0	0.2948	0.2948	0.2948	0.6418	0.6418	0.6418
2	0.4670	0.5044	0.5275	0.9705	1.1201	1.2007
5	0.5624	0.6130	0.6437	1.1701	1.3726	1.4782
10	0.6546	0.7167	0.7542	1.3641	1.6121	1.7394

Le tableau (III.2) montre que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation des valeurs de (λ) et N ainsi que Pr . Pour $\lambda = 0$, on remarque que les valeurs de Nusselt restent constantes pour toutes augmentation du taux de flottabilité N et pour Prandtl (0.72 et 7).

Tableau III.3: valeurs de Nusselt pour H , St , Sc

$\lambda=1.00$, $Pr=0.72$, $N=0.10$						
St=0			St=1			
H	Sc=0.10	Sc=0.50	Sc=1.00	Sc=0.10	Sc=0.50	Sc=1.00
1	0.2861	0.2828	0.2816	0.2864	0.2835	0.2826
5	0.3829	0.3777	0.3759	0.3835	0.3791	0.3778
10	0.4002	0.3946	0.3927	0.4009	0.3963	0.3948
100	0.4173	0.4113	0.4093	0.4181	0.4131	0.4116

Le tableau III.3 représente les valeurs du nombre de Nusselt local en variant le nombre de Schmit Sc et le coefficient de Soret St et le Paramètre de convection à la paroi H . En observant le tableau, nous constatons que l'augmentation du nombre de Schmidt et Soret et le Paramètre de convection à la paroi H mène à la diminution du nombre de Nusselt local.

III.7. Variation du nombre de Sherwood local Sh_x

Le nombre de Sherwood local représenté dans les tableaux (III.4-III.5) pour différentes valeurs du nombre de Prandtl (Pr), Schmidt (Sc), Soret (St), taux de flottabilité (N), Paramètre de convection à la paroi (H), Le paramètre de convection mixte thermique (λ). Les résultats sont illustrés dans les tableaux (III.4-III.5)

Tableau III.4 : valeurs de Sherwood pour Pr, N, λ

H=100, Sc=0.50, St=0.50						
Pr=0.72			Pr=7.00			
λ	N=0.10	N=0.50	N=0.80	N=0.10	N=0.50	N=0.80
0	0.2297	0.2297	0.2297	0.1559	0.1559	0.1559
2	0.3436	0.3696	0.3856	0.1695	0.1940	0.2065
5	0.4077	0.4434	0.4651	0.1816	0.2209	0.2394
10	0.4701	0.5146	0.5414	0.1955	0.2490	0.2728

Le tableau (III.4) montre que le nombre de Sherwood augmente avec l'augmentation des valeurs de (λ) et N ainsi que Pr. Et Pour $\lambda = 0$, on remarque que les valeurs de Sherwood restent constantes pour toutes valeurs de N et Prandtl (0.72 et 7).

Tableau III.5: valeurs de Sherwood pour H, St, Sc

$\lambda=1.00, Pr=0.72, N=0.10$						
St=0			St=1			
H	Sc=0.10	Sc=0.50	Sc=1.00	Sc=0.10	Sc=0.50	Sc=1.00
1	0.1740	0.3391	0.4475	0.1554	0.2755	0.3468
5	0.1774	0.3507	0.4647	0.1522	0.2643	0.3279
10	0.1780	0.3525	0.4675	0.1516	0.2621	0.3242
100	0.1785	0.3543	0.4702	0.1509	0.2598	0.3205

Les tableaux (III.5) illustrent que le nombre de sherwood augment significativement pour toutes valeurs du paramètres adimensionnels introduites.

III.8. Conclusion

Nous avons étudié numériquement dans ce chapitre l'influence de l'effet Soret sur l'écoulement de la couche limite thermique, dynamique et de concentration en convection mixte favorable devant une plaque plane, en utilisant la méthode des différences finies. Les équations différentielles représentant le problème physique ont été transformées en données numériques en utilisant une méthode adéquate, les résultats numériques sont affichés par des illustrations graphiques. L'analyse montre que les profils de vitesse, de température et de concentration dans les couches limites respectives dépendent de six paramètres adimensionnels, à savoir le nombre de Prandtl Pr , le coefficient de Soret St , le coefficient de Schmidt Sc , Taux de flottabilité N , le paramètre de convection mixte thermique λ et le paramètre de convection à la paroi H .

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans le présent travail, nous avons réalisé une étude de transfert thermique et massique en tenant compte d'effet Soret sur la convection mixte devant d'une plaque plane non inclinée. En effet, en convection mixte, l'effet Soret résulte de l'existence d'un gradient de concentration.

En premier lieu, les notions de base sur les particularités de modélisation de la convection mixte et les couches limites thermique, dynamique et de concentration ainsi que l'effet Soret ont été rapportées de manière très abrégée.

En second lieu, un modèle mathématique adéquat a été mis en place décrivant le phénomène étudié. Les équations de quantité de mouvement et de l'énergie ainsi de concentration sont réduites à un système d'équations différentielles ordinaires qui se présente sous forme d'un problème aux valeurs limites BVP (Boundary Value Problem), on a utilisé la méthode des différences finies pour résoudre numériquement ces équations. Cette approche nous a permis de délimiter les effets de différents paramètres de contrôles sur la structure des couches limites et de les distinguer en rapport aux effets combinés sollicités.

Une approche combinée de similitude numérique est utilisée dans notre étude. Les équations de mouvement convectif incluent l'effet Soret du mouvement brownien et l'analyse montre que les profils de vitesse, de température et de concentration dans les couches limites respectives (dynamique, thermique et massique) dépendent de six paramètres adimensionnels, à savoir le nombre de Prandtl Pr , le coefficient de Soret St , Le coefficient de Schmidt Sc , Taux de flottabilité N , Le paramètre de convection mixte thermique λ , le Paramètre de convection à la paroi H , Outre les présentations graphiques des études paramétriques. Nous avons également exploré la manière dont le flux thermique de la paroi, avec le flux massique représentés respectivement par le nombre de Nusselt Nu et le nombre de Sherwood Sh dépend des six paramètres mentionnés ci-dessus.

Les conclusions tirées de cette étude sont comme suite :

Les graphes représentant les profils de vitesse adimensionnelle en fonction de la variable η montrent :

Le profil de vitesse diminue en augmentant le nombre de Prandtl Pr et le nombre de Schmidt Sc .

L'augmentation de l'un de ces paramètres suivants : Taux de flottabilité N , Le paramètre de convection mixte thermique λ et le coefficient de Soret St est rencontrée par l'augmentation de la vitesse adimensionnelle.

Les graphes représentant les profils de température adimensionnelle en fonction de la variable η montrent :

L'épaisseur de la couche limite thermique diminue avec l'augmentation de ces paramètres suivants : nombre Prandtl Pr , Taux de flottabilité N Le paramètre de convection mixte thermique λ et le nombre de Schmidt Sc ce qui implique la diminution de la température adimensionnelle.

Les graphes représentant les profils de concentration adimensionnelle en fonction de la variable η montrent :

Le profil de concentration diminue en augmentant Le paramètre de convection mixte thermique λ et le Taux de flottabilité N et le nombre de Schmidt.

L'augmentation de ces paramètres suivants : le coefficient de Soret St et le nombre Prandtl Pr mènent à l'augmentation du profil de concentration.

Les tableaux représentant le nombre de Nusselt local montrent :

Pour les valeurs fixes du Paramètre de convection à la paroi H et le coefficient de Schmidt Sc Le coefficient de Soret St , le nombre de Nusselt local augmente, mais diminue lorsque le paramètre de convection mixte thermique λ , Taux de flottabilité N et le nombre de Prandtl Pr augmentent.

Pour les valeurs fixes de Sc , St et H , le nombre de Nusselt reste constant à mesure que le paramètre de convection mixte thermique λ est égale à zéro.

Les tableaux représentant le nombre de Sherwood local montrent :

Pour les valeurs fixes de Sc , St et H , le nombre de Sherwood reste constant lorsque le paramètre de convection mixte thermique λ est égale à zéro.

Pour les valeurs fixes du Paramètre de convection à la paroi H et le coefficient de Schmidt Sc Le coefficient de Soret St , le nombre de Sherwood local augmente, et même pour le paramètre de convection mixte thermique λ , Taux de flottabilité N et le nombre de Prandtl Pr , le nombre de Sherwood local augmente.

Finally, it can be concluded that the control parameters of the problem as well as the thermophysical properties of the fluid have a considerable effect on the transfer of heat and mass. Similarly, the Soret effect plays an important role in mass transfer as observed in our work by the appearance of a concentration gradient.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

[1] : H. ALI AGHA, Cours « Initiation aux transferts thermiques » 3^{ème} Licence : Energétique et Construction Mécanique Université Abderrahmane MIRA BEJAIA Faculté de Technologie Département de Génie Mécanique, 2019.

[2] : BOUAYED ZINE-ELABIDINE, Mémoire Magister « Etude de la convection mixte laminaire dans une cavité ventilée par la méthode de Boltzmann sur réseau » spécialité génie mécanique, université Abdelhamid Ibn Badis de Mostaganem (2014).

[3] : CECIL ADAMS, « If you lit a match in zero gravity, would it smother in its own smoke? » [Archive], The Straight Dope (consulté le 22 mars 2008).

[4] : IOAN POP, DEREK B. INGHAM “Mixed convection boundary-layer flow along a vertical flat plate”, Convective Heat Transfer (Chap II), 2001.

[5] : AYAD FERIEL MOHAMADI TARIK Mémoire PFE « Etude de l'influence des effets de flottabilité thermique et massique sur l'écoulement impactant sur une paroi chauffée » Université Abderrahmane MIRA Bejaia Filière génie mécanique spécialité énergétique 2017.

[6] : Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar McGraw-Hill “NATURAL CONVECTION” Mehmet Kanoglu University of Gaziantep. Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications Fourth Edition, Chapter 9, 2011.

[7] : BOUHEZZA Aicha Mémoire de Magister "etude d'une couche limite laminaire en convection mixte : effet de l'inclinaison de la paroi" Présenté à l'Université 20 Août 55, Skikda Faculté des Sciences et Sciences de l'Ingénierat Département des Sciences Fondamentales Spécialité : Physique Option : Energétique 2007.

[8] : G. ABDELOUAHAB Mémoire PFE (numérique de l'écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un échangeur de chaleur) université m'sila Filière génie mécanique spécialité énergétique 2019.

[9] : NICK CONNOR Article « quest-ce-que-rayleigh-number-definition »Le 14/10/2019.

[10] : Battaglia, J. L., Kusiak, A., & Puiggali, J. R. (2014). Introduction aux transferts thermiques-2e édition : Cours et exercices corrigés. Dunod.

[11] : Site (<http://hmf.enseeiht.fr/travaux/CD0910/tpld/mfi/index2.php>) réalisé sur plusieurs années par des étudiants de l'ENSEEIHT de Toulouse encadrés par M. Patrick Chassaing, professeur de mécanique des fluides.

[12] : H. BERKANE Mémoire de magister. « Influence de l'effet thermique sur les caractéristiques de la couche limite laminaire sur une paroi lisse » Université de Mohamed Khider Biskra filière génie mécanique option construction mécanique (04/05/2005).

[13] : B. KHARBOUCH cours convection/. Université abdelmalek elsaoudi faculté des science département de physique option énergétique 2019.

[14] : Mohamed, O., & Paleologos, E. K. (2017). Foundations of geo-environmental engineering.

[15] : Koehler, W., & Morozov, K. I. (2016). The Soret effect in liquid mixtures—a review. *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 41(3), 151-197.

[16] : ZakariaAOUF.Mémoire Magistère sous Thème "Contribution à L'étude des Phénomènes de la Thermodiffusion (effet Soret) Lors de la Convection Naturelle dans un Milieu Poreux" Université Abou Bekr BELKAID Tlemcen Faculté de Technologie Génie Mécanique Spécialité : Energétique 2013.

[17] : NEDER Née DRICI Nassima mémoire de MAGISTER « Contribution à l'étude de l'effet Soret sur les transferts convectifs dans une couche poreuse contenant un fluide binaire » université des sciences et de la technologie Houari Boumedièn alger spécialité Génie Mécanique Spécialité : Processus de Transport dans les Milieux Poreux 2008.

[18] : Ludwig, C. F. W. Carl Ludwig.

[19] : Saeid, N. H. (2005). Mixed convection flow along a vertical plate subjected to time-periodic surface temperature oscillations. *International journal of thermal sciences*, 44(6), 531-539.

[20] : Kumari, M., & Nath, G. (2006). Conjugate mixed convection transport from a moving vertical plate in a non-Newtonian fluid. *International journal of thermal sciences*, 45(6), 607-614.

[21] : Platten, J. K., Costesèque, P., Saghir, M. Z., Jiang, C. G., Derawi, S. O., Stenby, E. H., ... & Mojtabi, A. (2004). Charles Soret. A short biography-On the occasion of the hundredth anniversary of his death p. 235. *The European Physical Journal E*, 15(3).

[22] : LOUJAINÉ YACINE Doctorat « Étude de la séparation thermogravitationnelle en milieu fluide ou poreux dans une enceinte soumise à des flux thermiques croisés » de l'université de Toulouse École doctorale et discipline ou spécialité : ED MEGEP : Énergétique et Transferts 2015.

[23] : A. HADDAD, O. CHAOUCH Mémoire PFE « Ecoulement convectif naturel d'un nanofluide devant une plaque verticale avec un flux surfacique imposé » université Abderrahmane mira Bejaia, spécialité : génie mécanique, filière : énergétique 2020.

[24] : Subhashini, S. V., Samuel, N., & Pop, I. (2011). Double-diffusive convection from a permeable vertical surface under convective boundary condition. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(9), 1183-1188.

[25] : Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak et Jean-Rodolphe Puiggali, Introduction aux transferts thermiques : Cours et exercices corrigés, Paris, Dunod, 2010 (ISBN 978-2-10-054828-6).

Résumé

Dans ce travail, on a étudié L'écoulement convectif mixte d'un fluide devant une plaque plane verticale avec un flux de chaleur surfacique imposé est étudié numériquement en utilisant un schéma aux différences finies, L'objectif de la présente étude est d'étudier les effets simultanés de la chaleur et de la concentration. Les diffusions sur une couche limite de convection mixte s'écoulent sur une surface perméable sous une surface convective condition limite. Notre méthode a été montré qu'un ensemble de similarités appropriées les transformations réduisent les équations aux dérivées partielles couplées non linéaires régissant l'écoulement, thermique et champs de concentration en un ensemble d'équations différentielles ordinaires couplées non linéaires. Cette étude montre que les profils de vitesse, de température et de concentration dans les couches limites respectives dépendent, outre les nombres de Prandtl, schmidt, Taux de flottabilité, Le paramètre de convection mixte thermique et le coefficient de solet. En plus de l'étude de ces paramètres sur les caractéristiques d'écoulement de la couche limite (vitesse, température, concentration de nanoparticules et transfert de chaleur), des corrélations pour les nombres de Nusselt et Sherwood ont été développées sur la base d'une analyse de régression des données.

Mots clés : convection mixte (1), plaque plane vertical (2), différence finie (3), Transfer de chaleur (4), flux de chaleur (5)

Abstract

In this work, we studied the mixed convective flow of a fluid in front of a vertical flat plate with an imposed surface heat flux is studied numerically using a finite difference scheme, The objective of this study is to study the simultaneous effects of heat and focus. Scatterings over a boundary layer of mixed convection flow over a permeable surface under a boundary condition convective surface. Our method has been shown that a set of appropriate similarity transformations reduce the nonlinear coupled partial differential equations governing flow, thermal, and concentration fields to a set of nonlinear coupled ordinary differential equations. This study shows that the velocity, temperature and concentration profiles in the respective boundary layers depend, besides the numbers of Prandtl, schmidt, Buoyancy rate, The thermal mixed convection parameter and the solet coefficient. In addition to the study of these parameters on the flow characteristics of the boundary layer (speed, temperature, concentration of nanoparticles and heat transfer), correlations for the Nusselt and Sherwood numbers were developed based on regression analysis of the data.

Keywords: mixed convection (1), vertical flat plate (2), finite difference (3), heat transfer (4), heat flux (5).

Résumé

Dans ce travail, on a étudié L'écoulement convectif mixte d'un fluide devant une plaque plane verticale avec un flux de chaleur surfacique imposé est étudié numériquement en utilisant un schéma aux différences finies, L'objectif de la présente étude est d'étudier les effets simultanés de la chaleur et de la concentration. Les diffusions sur une couche limite de convection mixte s'écoulent sur une surface perméable sous une surface convective condition limite. Notre méthode a été montré qu'un ensemble de similarités appropriées les transformations réduisent les équations aux dérivées partielles couplées non linéaires régissant l'écoulement, thermique et champs de concentration en un ensemble d'équations différentielles ordinaires couplées non linéaires. Cette étude montre que les profils de vitesse, de température et de concentration dans les couches limites respectives dépendent, outre les nombres de Prandtl, schmidt, Taux de flottabilité, Le paramètre de convection mixte thermique et le coefficient de solet. En plus de l'étude de ces paramètres sur les caractéristiques d'écoulement de la couche limite (vitesse, température, concentration de nanoparticules et transfert de chaleur), des corrélations pour les nombres de Nusselt et Sherwood ont été développées sur la base d'une analyse de régression des données.

Mots clés : convection mixte (1), plaque plane vertical (2), différence finie (3), Transfer de chaleur (4), flux de chaleur (5)

Abstract

In this work, we studied the mixed convective flow of a fluid in front of a vertical flat plate with an imposed surface heat flux is studied numerically using a finite difference scheme, The objective of this study is to study the simultaneous effects of heat and focus. Scatterings over a boundary layer of mixed convection flow over a permeable surface under a boundary condition convective surface. Our method has been shown that a set of appropriate similarity transformations reduce the nonlinear coupled partial differential equations governing flow, thermal, and concentration fields to a set of nonlinear coupled ordinary differential equations. This study shows that the velocity, temperature and concentration profiles in the respective boundary layers depend, besides the numbers of Prandtl, schmidt, Buoyancy rate, The thermal mixed convection parameter and the solet coefficient. In addition to the study of these parameters on the flow characteristics of the boundary layer (speed, temperature, concentration of nanoparticles and heat transfer), correlations for the Nusselt and Sherwood numbers were developed based on regression analysis of the data.

Keywords: mixed convection (1), vertical flat plate (2), finite difference (3), heat transfer (4), heat flux (5).