

Mémoire de fin d'étude

PRESENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLOME LICENCE

Filière : Physique

Option : Physique Energétique

THÈME

*Etude du problème conjugué de
conduction convection forcée entre
deux plaques parallèles*

Présenté par :

BENNOUR Amina
BENMESSAHEL Amina
BOUARISSA Mehdi Abdelbasset

Dirigé par :

Anis.IMAKHLAF

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout Puissant qui m'a donné le courage et la persévérance pour la réalisation de ce modeste mémoire.

Je tiens à remercier mon directeur de thèse Mr. IMAKHLAF ANIS pour m'avoir proposé un sujet intéressant et pour la confiance qu'il m'a accordée. Il m'a dirigé tout au long de cette étude et m'a donné les grands axes de recherche.

Mes remerciements vont ensuite aux membres de jury : Mr. Sahnoune et Mr. Douadi pour avoir accepté de présider le jury de ma thèse.

Je souhaite également remercier mes collègues et amis avec qui j'ai passé des moments agréables, ainsi que mes amies de travail.

Je tiens à remercier enfin mes deux trésors, Mon Père, Ma Mère, et tous ceux qui par leur compétence, leur amitié, leur soutien, leurs encouragements ou tout simplement leur présence ont contribué à la réalisation de ce travail. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma reconnaissance.

Dédicaces

Ce travail modeste est dédié :

À ma chère mère ;

À la mémoire de mon père ;

*À tous mes proches de la famille Bennour, et plus particulièrement,
mes sœurs et mes frères tout à son nom ;*

À tous mes chers amis et mes collègues ;

Et à tous ce qui ont enseigné moi au long de ma vie scolaire ;

Bennour Amina

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À ma belle-mère ;

À la mémoire de mon père ;

À mes proches de mes frères et mes sœurs, chacun à son nom ;

À toute la famille ;

À tous mes amis ;

À tous mes chers enseignants qui ont enseigné moi ;

Bouarissa Mehdi Abdelbasset

Dédicaces

Je dédie ce mémoire :

- ❖ *Aux deux êtres les plus chers : mon père et ma mère, qui ont tout fait pour que je réussisse dans ma vie.*
- ❖ *A mes frères et mes sœurs.*
- ❖ *A mes amis de la promotion. et a tous mes amis*

Benmessahel Amina

Table de matières

Table des matières

Introduction générale.....	01
<i>Chapitre I : Recherche bibliographie et définitions</i>	
I.1. Introduction.....	02
I.2. Notion de température.....	02
I.3. Gradient thermique.....	03
I.4. Notion de chaleur.....	03
I.4.1. Définitions.....	03
I.4.2. Echange de chaleur a travers une surface.....	03
I.5. La conduction.....	04
I.5.1. Loi de Fourier.....	06
I.5.2. Résistance thermique.....	07
I.6. La convection.....	08
I.6.1. Transfert de chaleur par convection.....	08
I.7. Transfert de chaleur par rayonnement.....	09
I.7.1. Nature du rayonnement.....	09
I.8. Echangeurs de chaleur.....	11
I.8.1. Définition.....	11
I.8.2. Principe de fonctionnement.....	11
I.8.3. Classement des échangeurs de chaleur.....	11
a. Echangeurs de contact.....	12
b. Classement suivant les types d'échange.....	12
c. Classement suivant la disposition des écoulements.....	12
d. Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	13
e. Classement technologique.....	13
I.9. Conclusion.....	16
<i>Chapitre II : Modélisation mathématique du problème</i>	
II.1. Introduction.....	17
II.2. Problèmes de conduction de la chaleur.....	17
II.3. Développement mathématique.....	17
II.3.1. Hypothèses simplificatrices.....	18
II.3.2. Equations gouvernantes.....	18

II.4. Adimensionnement des équations.....	20
---	----

Chapitre III : Résolutions numérique et interprétation des résultats

III.1. Schéma numérique.....	24
------------------------------	----

III.2. Résultats et discussion.....	27
-------------------------------------	----

Conclusion générale.....	28
--------------------------	----

Bibliographie

Résumé

Introduction générale

Introduction générale

Au terme de notre travail, nous rappelons les points qui font l'objet de notre recherche ainsi que les renseignements que nous avons pu obtenir.

Le premier chapitre a été consacré à la définition de la conduction, convection et rayonnement avec l'équation de transfert et la définition des échangeurs de chaleur avec le type des échangeurs.

Au deuxième chapitre nous avons traité les modélisations mathématiques du problème et défini l'équation de la chaleur de la partie solide.

Au troisième chapitre a été consacré les résolutions numériques avec le programme de MATLAB.

Chapitre I
Recherche bibliographie et
Définitions

I.1.Introduction

Les deux notions fondamentales en transferts thermiques sont la température et la chaleur. Le langage courant introduit souvent une confusion entre elles. Nos réactions physiologiques en sont en partie responsables : toucher du bout des doigts une porte en bois ou sa poignée métallique ne procure pas la même sensation ; la seconde paraît plus froide alors que toutes deux sont à la même température. Ceci parce que nos organes du toucher enregistrent le flux thermique qu'ils reçoivent ou cèdent.

De même, on entend opposer : température à l'ombre et température au soleil. En réalité, la mesure d'une température d'air ne peut se faire qu'en protégeant la sonde de mesure des effets du rayonnement donc « à l'ombre ». S'intéresser à la température au soleil sous-entend qu'on souhaite intégrer en une seule mesure les effets de la température et la chaleur reçue du soleil par rayonnement.

I.2.Notion de température

C'est une variable d'état qui, du point de vue de la structure de la matière, caractérise le degré d'agitation de ses particules. Elle résulte donc de la détermination d'une moyenne et, de ce fait, il est impossible en toute rigueur de définir la température en un point géométrique. Les moyens d'observation explorent un domaine fini. Ce domaine très restreint contient encore un nombre de particules suffisant pour que les considérations statistiques aient un sens. C'est donc toujours la température d'une boule au voisinage d'un point que l'on mesure, et que l'on désigne par "température en ce point".

On dit qu'à l'instant « t », la température d'un corps est uniforme si, en cet instant, tous les appareils de mesure indiquent la même valeur T quelle que soit leur position. Nous dirons en outre qu'elle est constante si T est indépendante de l'instant d'observation. Si ces deux conditions ne sont pas réalisées, nous dirons que la température est une fonction $T(x,y,z,t)$ des coordonnées du repère d'espace-temps. A l'intérieur d'un corps homogène, on peut donc définir à chaque instant « t » des surfaces isothermes caractérisées par $T(x,y,z,t) = \text{cste}$.

L'unité de température est définie officiellement "Le Kelvin (K) est la fraction $1/273,16$ de la température thermodynamique du point triple de l'eau". On utilise

fréquemment la température Celsius définie par la différence $T - T_0$ entre deux températures thermodynamiques T et T_0 avec $T_0 = 273,15$ K.

Une différence de température peut s'exprimer soit en Kelvins, soit en degrés Celsius.

I.3. Gradient thermique

La dérivabilité de la fonction T permet de définir en chaque point M et à chaque instant t un vecteur gradient de température $\overrightarrow{\text{grad}T} = \vec{\nabla}T$, normal en M à la surface

isotherme, et dont les composantes

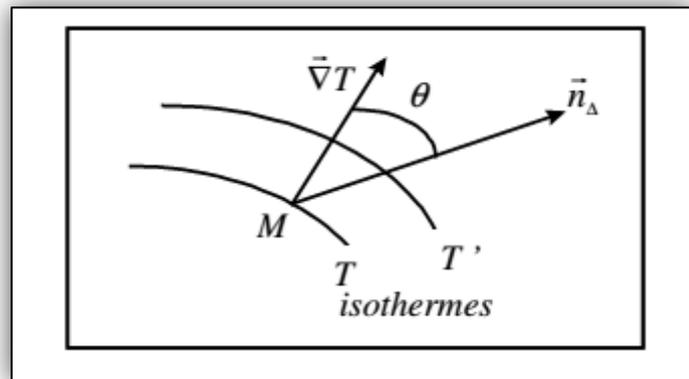
sont en coordonnées cartésiennes :

$(\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z})$. On définit également

le gradient de température dans

une direction Δ , comme le produit

scalaire : $\vec{\nabla}T \cdot \vec{n}_\Delta = \|\vec{\nabla}T\| \cos\theta$



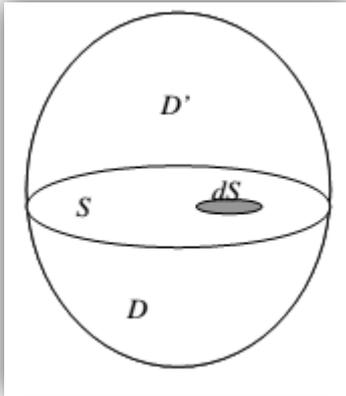
I.4. Notion de chaleur

I.4.1. Définitions

C'est une forme d'énergie au même titre que le travail d'un système de forces au cours d'un déplacement. On ne peut donc pas parler de la "chaleur d'un corps", ni même de la "chaleur contenue dans un corps", car la prise en compte d'une quantité de chaleur « Q » implique une situation évolutive. Il s'agit forcément d'un échange d'énergie entre plusieurs corps (ou entre plusieurs domaines d'un même corps) au cours d'un laps de temps déterminé. L'unité est le Joule [J]. [1]

I.4.2. Echange de chaleur à travers une surface

Considérons deux domaines D et D' séparés par une surface « S » et supposons que D cède à D' , un flux thermique Φ .



La nature des domaines D et D', peut être absolument quelconque ; par exemple, D peut être un solide et D'un fluide ; ou bien D et D'peuvent être deux parties d'un même milieu et S une surface fictive tracée dans ce milieu. On définit la densité de flux thermique à travers S comme $S\Phi = \phi$. Au niveau corpusculaire, dire que D et D', échangent un flux Φ signifie ceci : les corpuscules de D proches de S traversent cette surface et communiquent à ceux de D', des impulsions qui modifient

leur vitesse d'agitation, et vice-versa. Le bilan net de ces échanges est ressenti au plan macroscopique comme une puissance thermique. La Thermodynamique Statistique permet effectivement le calcul dans un certain nombre de cas.

Avant l'obligation d'utiliser les unités SI, les thermiciens avaient généralisé l'emploi d'unités dans lesquelles la chaleur s'exprimait en kilocalories (kcal) ou en thermies (1 th = 1000 kcal). [1]

I.5.La conduction

On chauffe l'extrémité d'une tige métallique. La chaleur se propage dans la tige. On dit qu'il y a conduction lorsque la chaleur (transport d'énergie) se propage sans transport de matière.

On sait que :

- Les molécules/atomes sont en perpétuelle agitation thermique.
 - Oscillations autour des positions d'équilibre (solides, liquides).
 - Déplacements désordonnés (gaz).
- À cette agitation thermique est associée une énergie (d'agitation thermique) proportionnelle à la température T.
- Les molécules sont en perpétuelle interaction les unes avec les autres; au cours de ces chocs, elles échangent de l'énergie; une molécule "excitée" peut ainsi perdre un peu de son énergie au profit de ses voisines avec lesquelles elle interagit (fig.1)

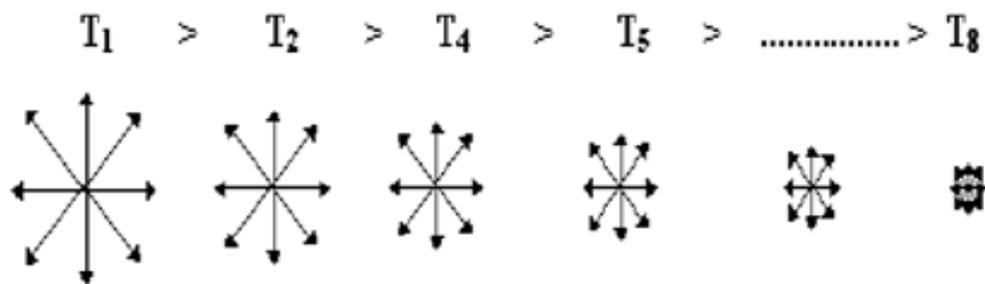


Figure.1. Diminution de la température (passage du corps chaud au froid)

Ainsi :

- La molécule 1 va choquer la molécule 2 et globalement lui céder une partie de son énergie.
- La molécule 2 va choquer la molécule 3, etc.

• Une partie de l'énergie de la molécule 1 va donc être transférée vers la droite, vers les molécules moins excitées (donc de température inférieure) et ceci sans déplacement de cette molécule 1. D'où, un transfert de chaleur, dans la matière, sans transfert de matière.

Il faut noter que les molécules effectuent un très grand nombre de chocs, les transferts illustrés dans la figure de dessus sont donc des bilans sur l'ensemble des chocs. Les molécules de même excitation (donc de même température) échangent de l'énergie lors des chocs, mais le bilan global est nul (transferts équivalents de chaque côté).

Seule la conduction assure un bon transfert de chaleur à travers les solides. Par exemple, lorsqu'on chauffe un barreau métallique à l'une de ses extrémités, l'autre extrémité s'échauffe progressivement. Si l'on chauffe suffisamment longtemps, l'objet métallique aura la même température en tout point. La chaleur s'est propagée à partir de l'extrémité chauffée dans tout le reste du matériau. Le barreau métallique a "conduit" de la chaleur : cette propriété s'appelle la conduction thermique.

La chaleur transmise à travers les murs ou le plancher d'une maison se fait par conduction thermique. Les bons conducteurs de chaleur sont souvent de bons conducteurs électriques. Dans les métaux, la conduction fait intervenir les électrons libres qui les rendent bons conducteurs de la chaleur. En revanche dans les isolants, la conduction se fait mal. En résumé, il y a une forte correspondance entre les propriétés thermiques et électriques des solides. La conduction s'observe aussi dans des fluides au repos mais elle est

beaucoup plus faible que dans un métal. De plus, elle est souvent dominée par la convection. Par exemple pour le calcul des déperditions à travers une paroi). [2]

I.5.1.Loi de Fourier

Soit un corps solide, homogène et isotrope à travers lequel passe un courant unidirectionnel de chaleur. Soit une petite couche plane perpendiculaire à la direction x de propagation de la chaleur d'épaisseur dx et d'aire S à l'intérieur de ce milieu (figure 1.1). Les deux faces de cette couche sont des surfaces isothermes. La première est à la température θ et la seconde à la température $\theta + d\theta$ (avec $d\theta < 0$). Le gradient de température $d\theta/dx$, est la variation de la température par unité de longueur, lorsqu'on se déplace dans la direction de propagation de la chaleur. La conservation d'énergie au sein du volume défini par dx et A se traduit par l'équation.

$$K \left(\frac{d^2 \theta}{dx^2} \right) + Q = \rho C \frac{d\theta}{dx}$$

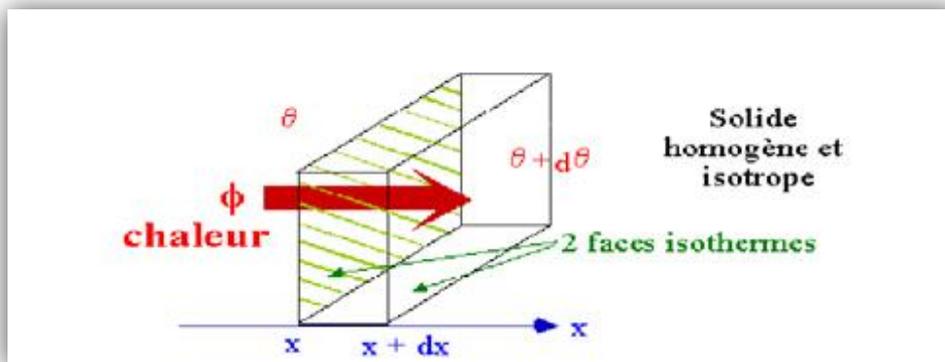


Figure.2. Conduction dans un mur plan

ρ : est la masse volumique de la pierre (Kg m^{-3}).

k : est la conductivité thermique de la pierre ($\text{W m}^{-1}\text{C}^{-1}$).

C : est la chaleur spécifique ($\text{J Kg}^{-1}\text{C}^{-1}$).

t : est le temps caractéristique (s).

La fonction Q de l'équation représente la source de la chaleur,

Les variables indépendantes sont la position x et le temps t .

I.5.2. Résistance thermique

Considérons le problème simple de conduction dans un mur (figure.3.) de conductivité k constante et d'épaisseur L .

A travers le mur, la température varie de θ_0 (température de la paroi gauche) à θ_L (température de la paroi droite).

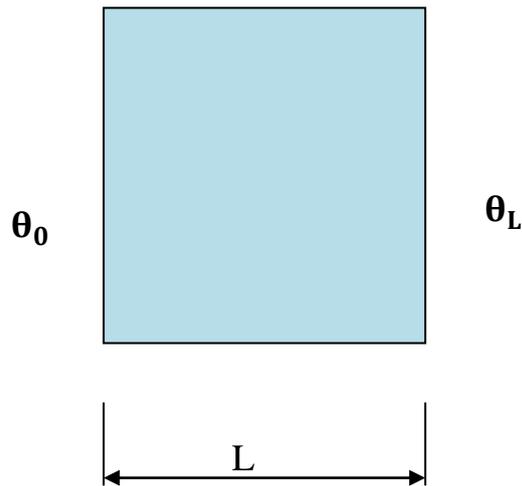


Figure.3. Schématisation d'un mur monocouche

L'équation qui gouverne le problème en stationnaire et sans génération interne de chaleur est :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = 0 \text{ avec condition limite } \begin{cases} x = 0 \rightarrow \theta = \theta_0 \\ x = L \rightarrow \theta = \theta_L \end{cases}$$

La solution de cette équation est :

$$\theta = \theta_0 + (\theta_L - \theta_0) \frac{x}{L}$$

Le flux qui traverse le mur est

$$\Phi = \frac{k}{L} (\theta_0 - \theta_L) = -K \frac{d\theta}{dx}$$

Si la section du mur est A , la quantité de chaleur qui traverse le mur est :

$$\Phi = \frac{kA}{L} (\theta_0 - \theta_L)$$

On définit par $\frac{kA}{L}$ la conductance et par $\frac{L}{kA}$ la résistance thermique du mur.

Pour un mur multicouche.

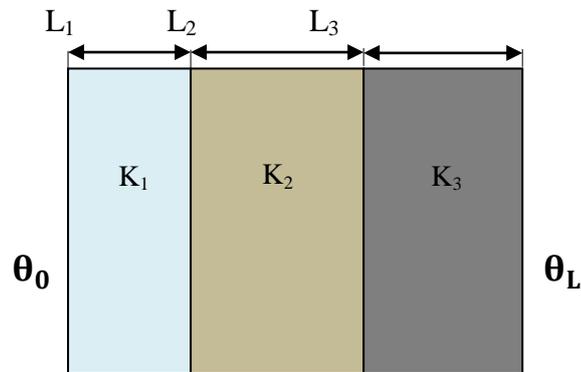


Figure.4. Schématisation d'un mur multicouche

Les résistances thermiques s'expriment par :

$$R_i = \frac{L_i}{A_i K_i}$$

Et la quantité de chaleur traversant le mur (Figure.4.) par :

$$\Phi = \frac{\theta_0 - \theta_L}{\sum R_i} \quad [3]$$

I.6.La convection

I.6.1 Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, l'accumulation de l'énergie et le mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz (fluide). Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre, convection forcée et convection mixte

- **Convection forcée**

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est imposé par une cause mécanique extérieure (pompe, ventilateur, ...) au système.

- **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, ...)

- **Convection mixte**

La Convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, sont dues aux deux types de convections séparément. [4]

$$\varphi = hs (T_p - T_\infty)$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)

T_p : Température de surface du solide ($^\circ\text{C}$)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ\text{C}$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2) [5]

I.7. Transfert de chaleur par rayonnement

I.7.1. Nature du rayonnement

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur. Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde comme l'a démontré l'expérience de William Herschel:

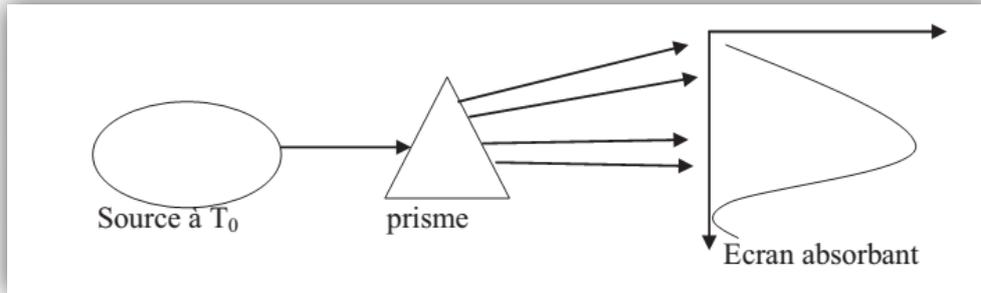


Figure.5. Principe de l'expérience de William Herschel

En passant à travers un prisme, les radiations sont plus ou moins déviées selon leur longueur d'onde. On envoie donc les radiations émises par une source à la température T_0 sur un prisme et on projette le faisceau dévié sur un écran absorbant (noirci), on obtient ainsi la décomposition du rayonnement total incident en un spectre de radiations monochromatiques. Si l'on déplace le long de l'écran un thermomètre, on mesure la température T_e caractérisant l'énergie reçue par l'écran dans chaque longueur d'onde et en construisant la courbe $T_e = f(\lambda)$, on obtient la répartition spectrale de l'énergie rayonnée pour la température T_0 de la source. On constate alors que :

- l'énergie émise est maximale pour une certaine longueur d'onde λ variable avec T_0 .
- l'énergie n'est émise que sur un intervalle $[\lambda_1, \lambda_2]$ de longueur d'onde caractérisant le rayonnement thermique.

On trouvera représentés sur la figure.6, les différents types d'ondes électromagnétiques et leurs longueurs d'ondes correspondantes. On ne retiendra que le rayonnement thermique émis par les corps situant entre 0,1 et 100 μm . On notera par ailleurs que le rayonnement est perçu par l'homme :

- par l'œil : pour $0,38 \mu\text{m} < \lambda < 0,78 \mu\text{m}$ rayonnement visible.
- par la peau : pour $0,78 \mu\text{m} < \lambda < 314 \mu\text{m}$ rayonnement IR [6]

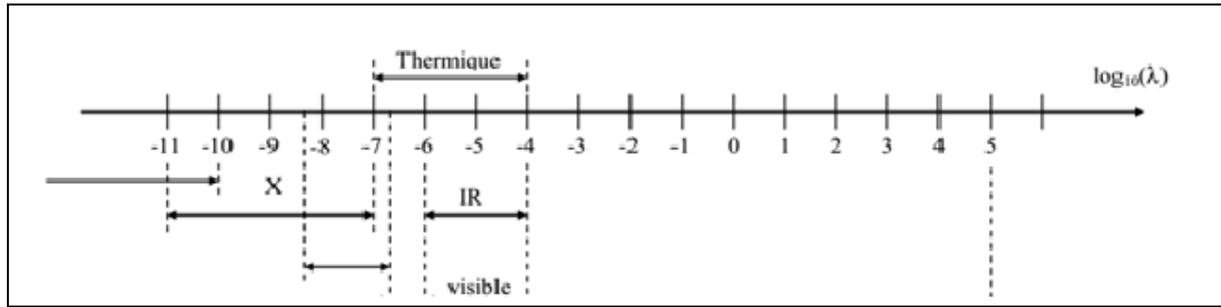


Figure.6. Spectre des ondes électromagnétiques

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T^4 - T_p^4)$$

φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ : Constante de Stefan ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$)

ε_p : Facteur d'émission de la surface

T_p : Température de la surface (K)

T_∞ : Température du milieu environnant la surface (K)

S : Aire de la surface (m^2) [5]

I.8.Echangeurs de chaleur

I.8.1.Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

I.8.2.Principe de fonctionnement

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.

I.8.3.Classement des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

a) Echangeurs de contact : qui comprend deux types :

- Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

b) classement suivant les types d'échange :

- Échangeur sans changement de phase : les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase.
- Échangeur avec changement de phase : les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :

1- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

2- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

c) Classement suivant la disposition des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés (figure.7.), les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Co-courants ;
- Contre-courant ;
- Courant croisés

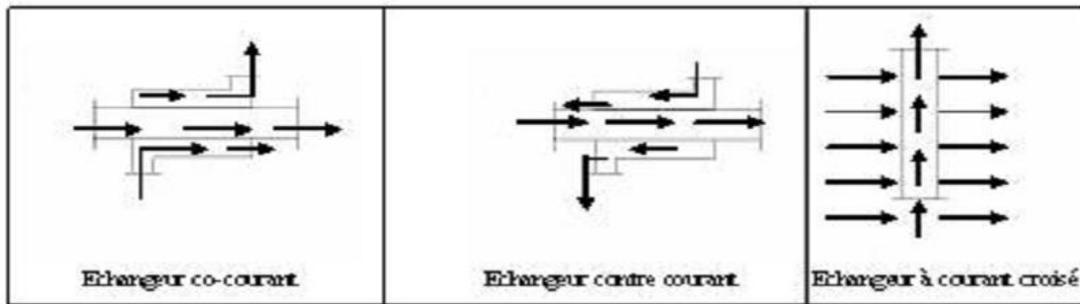


Figure.7. échangeurs de chaleur (Co-courant, contre courant et courant croisé)

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique

d) .Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700\text{m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800\text{m}^2/\text{m}^3$.

Elle dépend ainsi de la nature du matériau de la paroi d'échange et on trouve :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

e).Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;

et on cite aussi échangeurs à : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

➤ Échangeurs tubulaires

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

On cite, les échangeurs monotubes (figure.8.a), dans lesquels le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent ; les échangeurs coaxiaux

(figure.8.b), dans lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur, et les échangeurs multitubulaires, existant sous quatre formes :

- échangeur à tubes séparés (figure.8.c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
- échangeur à tubes rapprochés (figure.8.d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
- échangeur à tubes ailettes (figure.8.e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique, et les échangeurs à tubes et calandre(figure.8.f)

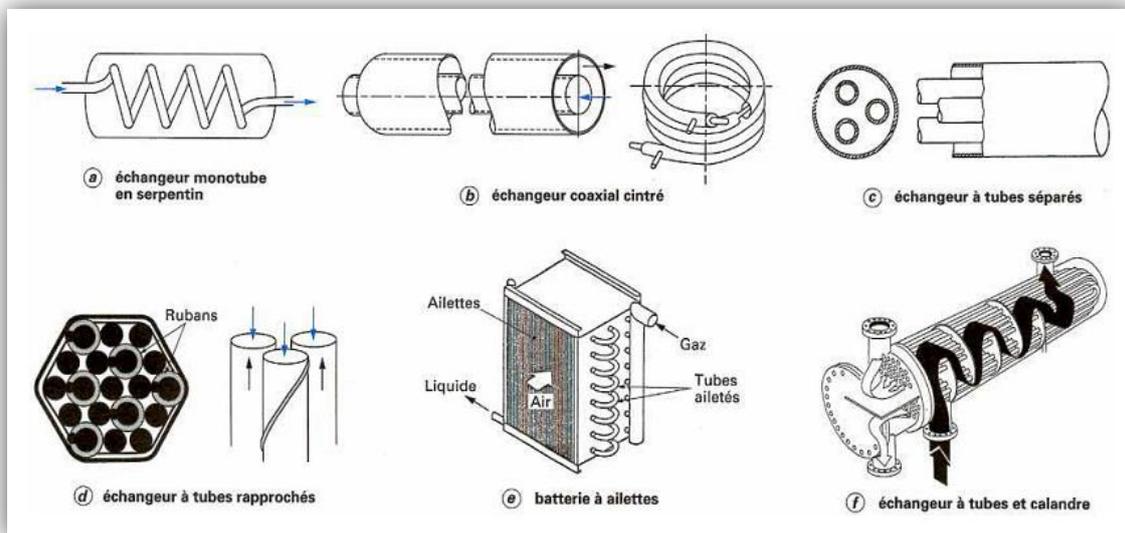


Figure.8. Différents types d'échangeurs tubulaires

➤ Échangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie du canal utilisé, les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

➤ Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques nervurées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

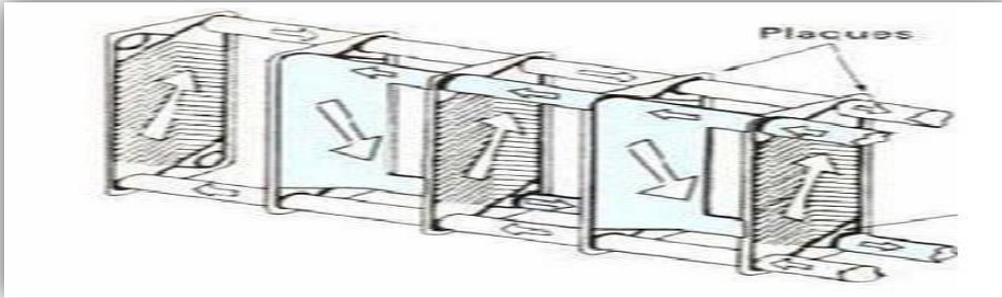


Figure.9. Échangeur à plaques

- **Échangeurs à surface secondaire**

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont réalisés par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

- **Autres types d'échangeurs**

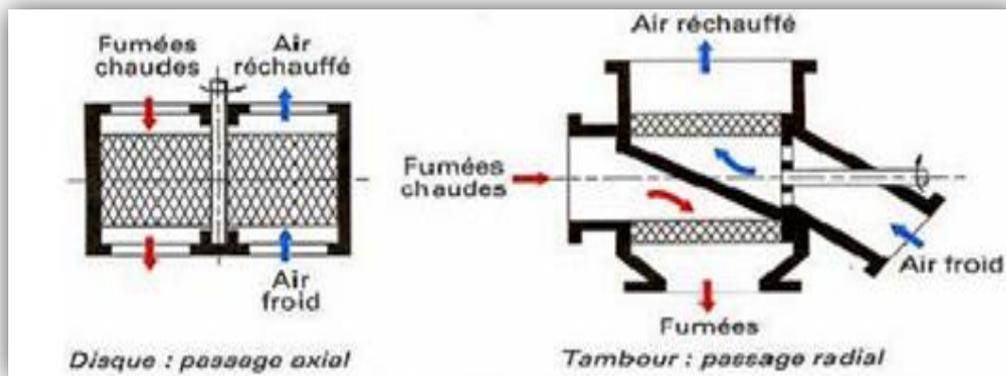
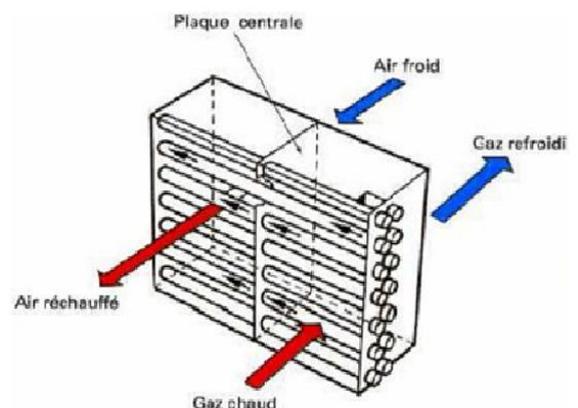


Figure.10.Écoulement à travers une matrice tournante

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur).



I.9. Conclusion

Après avoir donné un aperçu des types des échanges thermiques qui sont la conduction, la convection et le rayonnement, on essayera dans la suite du mémoire de modéliser un échange de chaleur qui ressemble à l'un des types des échangeurs que nous avons sus listés, en prenant deux plaque séparées et traversées par un fluide en mouvement. [7]

Chapitre II
Modélisation mathématique du
problème

II.1.Introduction:

Le problème direct de conduction de chaleur consiste à résoudre l'équation de la chaleur afin de calculer le champ de température complet dans tout le domaine. Cette résolution s'effectue connaissant la géométrie du domaine, les paramètres volumiques ou surfaciques, une condition limite par contour et les termes sources. Bien évidemment, du point de vue de la modélisation, le résultat du problème est comparé à l'expérience dans une procédure de validation.

II.2. Problèmes de conduction de la chaleur

L'objectif du travail est l'utilisation est la résolution du problème de convection forcée entre deux plaques parallèles afin de par la suite, la distribution de la température entre celles-ci. L'outil de base sera un code numérique simulant la convection forcée entre deux plaques parallèles, soumise à une densité de flux variable sur sa paroi externe.

II.3. Développement mathématique

On considère le transfert de chaleur par convection forcée en régime variable dans une conduite à parois parallèles avec une largeur b et d'une épaisseur δ . L'écoulement entrant a une distribution de vitesse développée et une température constante à l'entrée T_0 . Initialement, les deux plaques parallèles sont isolées thermiquement. Soudainement, à temps $t=0$, la condition d'adiabaticité de la paroi supérieure est modifiée par un flux de chaleur variable en fonction de la position « x » et du temps « t ».

Nous supposons dans la suite que le fluide a des propriétés constantes. La figure .1. Décrit la géométrie et les coordonnées du problème

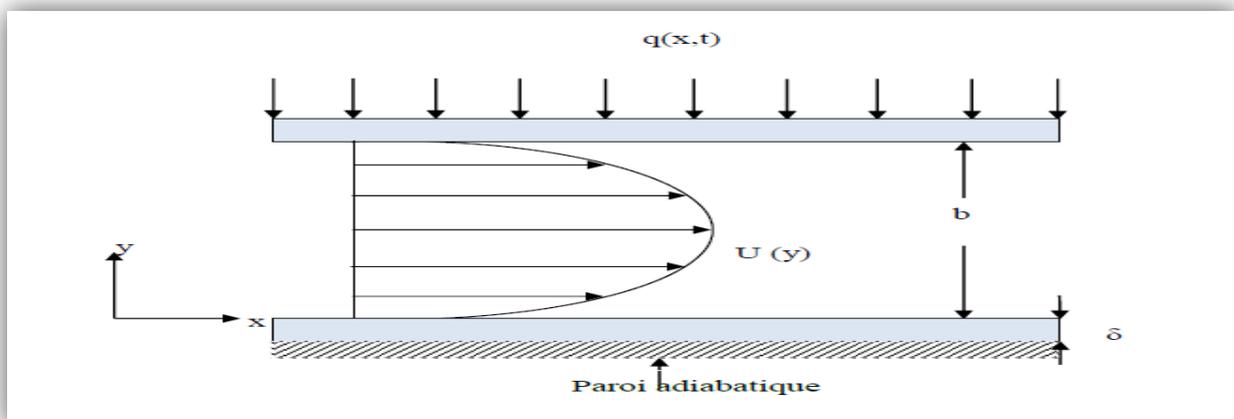


Figure.1. Configuration du problème posé

II.3.1. Hypothèses simplificatrices:

- Ecoulement instationnaire
- Ecoulement unidirectionnel suivant la coordonnée « x »
- Ecoulement développé suivant x ($\frac{du}{dx} = 0$)
- Ecoulement unidimensionnel : U_x dépend de y et $U_y = 0$

Les deux plaques sont immobiles

-le rayonnement n'est pas pris en considération (les propriétés émissives des parois étant négligées).

-Nous admettons que le problème est bidimensionnel, le régime est variable et l'écoulement est laminaire.

II.3.2. Equations gouvernantes:

Les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie s'écrivent en forme vectorielle sous la forme

- Equation de continuité

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \cdot \text{div} \vec{U} = 0$$

- Equation de mouvement :

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{U} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} \vec{U} \right) = -\overrightarrow{\text{grad}} P + \mu \Delta \vec{U} + \rho \vec{g}$$

-Equation de la chaleur :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{U} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T = \frac{\lambda}{\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} C_P} \nabla^2 T$$

Avec :

: Masse volumique du fluide

M: viscosité dynamique

Λ : Conductivité thermique;

C_p : Capacité calorifique massique du fluide à pression constante ;

P : pression ;

\vec{V} : Vitesse du fluide ;

g : Accélération de la pesanteur.

Les équations deviennent en formulation indicielle :

-Equation de continuité :

$$\partial_0(\rho) + \rho \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0$$

-Equation de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i$$

-Equation de la chaleur :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \frac{\partial}{\partial X_j}(\rho C_p T U_j) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\lambda \frac{\partial}{\partial X_j} \right)$$

Avec :

P : pression du fluide.

τ_{ij} : Tenseur des contraintes visqueuses dont les éléments dépendent du taux de déformation du fluide soumis au champ de vitesse.

Le problème étant bidimensionnel et variable, donc les équations s'écrivent respectivement :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial U_x}{\partial x} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} + U_y \frac{\partial U_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial U_y}{\partial x} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} + U_y \frac{\partial U_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 U_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_y}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial T}{\partial t} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} + U_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \end{array} \right.$$

En tenant compte des hypothèses simplificatrices suscitées et de l'objectif tracé, on ne

$\frac{\partial y}{\partial x}$ s'intéresse que de l'équation de la chaleur, il en reste :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

On définit la diffusivité thermique $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$ l'équation devient alors :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

Et du fait que, la diffusion thermique suivant « y » est très supérieure à celle suivant « x », on peut négliger le terme $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ devant $\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$, Il en reste de l'équation de la chaleur :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Celle-ci se scinde en deux parties, la partie fluide et la partie solide :

- Partie fluide

L'équation prend la forme suivante :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial x} = \alpha_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2}$$

Avec :

T_f : température du fluide

α_f : diffusivité thermique du fluide

- Partie solide (les parois solides)

L'équation s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2}$$

Le système d'équations est alors sous la forme

$$\begin{cases} \frac{\partial T_f}{\partial t} + U_x \frac{\partial T_f}{\partial x} = \alpha_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \\ \frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \end{cases}$$

Avec :

T_s : Température de la paroi solide

α_s : Diffusivité thermique de la paroi solide

II.4. Adimensionnement des équations:

L'adimensionnement des équations a pour avantage de simplifier les équations et de généraliser les résultats. Posons les quantités adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{x}{b Pe}, \quad Y = \frac{y}{b}, \quad \tau = \frac{\alpha_f}{b^2}, \quad \theta = \frac{k(T-T_0)}{b q_{réf}}, \quad U = \frac{U_x}{U_{moy}}, \quad K = \frac{K_g}{K_f}$$

$$Q = \frac{q(X,t)}{q_{réf}}, \quad \lambda = \frac{\delta}{b}, \quad A = \frac{\alpha_s}{\alpha_f}$$

Avec :

b : largeur entre les deux plaques, prise comme référence.

$Pe = U_{\text{moy}} b / \alpha_f$: Nombre de Peclet

$U = 3/2[1 - (2Y - 1)^2]$: vitesse adimensionnée

k_s : conductivité thermique de la paroi solide

K_F : conductivité thermique du fluide

λ : épaisseur adimensionnelle

α_s : diffusivité thermique de la paroi solide

α_f : diffusivité thermique du fluide

U_{moy} : vitesse moyenne de l'écoulement

$q_{\text{réf}}$: flux thermique de référence

A : diffusivité thermique adimensionnée

K : conductivité thermique adimensionnelle

Après remplacement, le système d'équations différentielles prend ainsi la forme suivante :

Partie solide

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \frac{\alpha_s}{\alpha_f} \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial y^2}$$

Avec $A = \frac{\alpha_s}{\alpha_f}$

On aura ainsi la forme suivante :

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = A \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial y^2}$$

Adimensionnement des conditions initiale et aux limites

La condition initiale devient dans la forme adimensionnelle:

$$A \tau = 0, \tau = 0, \theta_f(X, Y, \tau = 0) = \theta_s(X, Y, \tau = 0) = 0$$

Les conditions aux limites s'écrivent dans la forme adimensionnelle :

$$\text{à } X = 0, \theta_f(X = 0, Y, \tau) = 0$$

$$\text{à } Y = -\lambda, \theta_f(X, Y, \tau) = 0$$

$$\text{à } Y = 0, K \frac{\partial \theta_s(X, Y = 0, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_f(X, Y = 0, \tau)}{\partial Y}$$

$$\text{à } Y = 1, K \frac{\partial \theta_s(X, Y = 1, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_f(X, Y = 1, \tau)}{\partial Y}$$

$$\text{à } Y = 1 + \lambda, K \frac{\partial \theta_s(X, 1 + \lambda, \tau)}{\partial Y} = Q(X, \tau)$$

Ainsi, les équations différentielles et les conditions aux limites adimensionnelles se résument comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta_f}{\partial X} = \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} \\ \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = A \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial Y^2} \\ \tau = 0, \theta_f(X, Y, \tau = 0) = \theta_s(X, Y, \tau = 0) = 0 \\ Y = -\lambda, \theta_s(X, Y, \tau) = 0 \\ Y = 0, K \frac{\partial \theta_s(X, Y = 0, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_f(X, Y = 0, \tau)}{\partial Y} \\ Y = 1, K \frac{\partial \theta_s(X, Y = 1, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_f(X, Y = 1, \tau)}{\partial Y} \\ Y = 1 + \lambda, K \frac{\partial \theta_s(X, 1 + \lambda, \tau)}{\partial Y} = Q(X, \tau) \end{array} \right.$$

Dans le cas d'une conduite à plaques parallèles, les équations différentielles, les conditions initiales et aux limites sont définies par :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta_f}{\partial X} &= \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} \\ \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} &= A \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial Y^2} \\ \text{à : } \tau = 0, & \quad \theta_s(X, Y, 0) = \theta_f(X, Y, 0) = 0 \\ \text{à : } x = 0, & \quad \theta_s(X, Y, \tau) = \theta_f(X, Y, \tau) = 0 \\ \text{à : } Y = -\lambda, & \quad \frac{\partial \theta_s(X, -\lambda, \tau)}{\partial Y} = 0 \\ \text{à : } Y = 0, & \quad K \frac{\partial \theta_s(X, 0, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_f(X, 0, \tau)}{\partial Y} \\ \text{à : } Y = 1, & \quad K \frac{\partial \theta_s(X, 1, \tau)}{\partial Y} = \frac{\partial \theta_f(X, 1, \tau)}{\partial Y} \\ \text{à : } Y = 1 + \lambda, & \quad K \frac{\partial \theta_s(X, 1 + \lambda, \tau)}{\partial Y} = Q(X, \tau) \end{aligned}$$

Chapitre III

*Résolution numérique et
interprétations des résultats*

III.1.Schéma numérique

Le développement en série de Taylor des termes du système donne :

Premier pas de temps : de $\tau \rightarrow \tau + \Delta\tau/2$, implicite suivant la direction X et explicite suivant la direction Y

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} = \frac{(\theta_f)_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i,j}^n}{\frac{\Delta\tau}{2}}; \quad \frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \frac{(\theta_s)_{i,j}^{n+1} - (\theta_s)_{i,j}^n}{\Delta\tau};$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial X} = \frac{(\theta_f)_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{2\Delta X}$$

$$\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} = \frac{(\theta_f)_{i,j+1}^n - 2(\theta_f)_{i,j}^n + (\theta_f)_{i,j-1}^n}{(\Delta Y)^2};$$

$$\frac{\partial^2 \theta_s}{\partial Y^2} = \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} - 2(\theta_s)_{i,j}^n + (\theta_s)_{i,j-1}^{n+\frac{1}{2}}}{(\Delta Y)^2}; \quad \mathbf{U} = \mathbf{U}_j$$

Le système prend ainsi la forme suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{(\theta_f)_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i,j}^n}{\frac{\Delta\tau}{2}} + U_j^n \frac{(\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{2\Delta X} = \frac{(\theta_f)_{i,j+1}^n - 2(\theta_f)_{i,j}^n + (\theta_f)_{i,j-1}^n}{(\Delta Y)^2} \\ \frac{(\theta_s)_{i,j}^{n+1} - (\theta_s)_{i,j}^n}{\Delta\tau} = A \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} - 2(\theta_s)_{i,j}^n + (\theta_s)_{i,j-1}^{n+\frac{1}{2}}}{(\Delta Y)^2} \end{array} \right.$$

Le système s'écrit alors :

Partie solide

$$\frac{(\theta_s)_{i,j}^{n+1} - (\theta_s)_{i,j}^n}{\Delta\tau} = A \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} - 2(\theta_s)_{i,j}^n + (\theta_s)_{i,j-1}^{n+\frac{1}{2}}}{(\Delta Y)^2}$$

Ce qui donne

$$(\theta_s)_{i,j}^{n+1} - (\theta_s)_{i,j}^n = \frac{A\Delta\tau}{(\Delta Y)^2} \left[(\theta_s)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} - 2(\theta_s)_{i,j}^n + (\theta_s)_{i,j-1}^{n+\frac{1}{2}} \right]$$

On pose : $\pi_3 = \frac{A\Delta\tau}{(\Delta Y)^2}$

Avec : $\theta_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{\theta_{i,j}^{n+1} + \theta_{i,j}^n}{2}$

En réarrangeant les termes on trouve :

$$\begin{aligned} & (1 + 2\pi_3)(\theta_s)_{i,j}^{n+1} - \pi_3(\theta_s)_{i,j+1}^{n+1} - \pi_3(\theta_s)_{i,j-1}^{n+1} \\ & = (1 - 2\pi_3)(\theta_s)_{i,j}^n + \pi_3(\theta_s)_{i,j+1}^n + \pi_3(\theta_s)_{i,j-1}^n \end{aligned}$$

Deuxième pas de temps :

De $\tau + \frac{\Delta\tau}{2} \rightarrow \tau + \Delta\tau$, explicite suivant la direction X et implicite suivant la direction Y.

C'est un schéma aux différences centrées, au temps $(n + 1/2)$ pour les dérivées en X et au temps $(n+1)$ pour les dérivées en Y. La discrétisation des dérivées partielles est donnée par :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} &= \frac{(\theta_f)_{i+1,j}^{n+1} - (\theta_f)_{i,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\frac{\Delta\tau}{2}} \\ \frac{\partial \theta_f}{\partial X} &= \frac{(\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{2 \Delta X} \\ \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} &= \frac{(\theta_f)_{i,j+1}^{n+1} - 2(\theta_f)_{i,j}^{n+1} + (\theta_f)_{i,j-1}^{n+1}}{(\Delta Y)^2} \end{aligned}$$

$$U = U_j$$

$$\theta_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{\theta_{i,j}^n + \theta_{i,j}^{n+1}}{2}$$

Le système d'équations prend ainsi la forme :

-Partie fluide

$$\begin{aligned} & \frac{(\theta_f)_{i+1,j}^{n+1} - (\theta_f)_{i,j}^{n+\frac{1}{2}}}{\frac{\Delta\tau}{2}} + U_j^n \frac{(\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}}{2 \Delta X} = \frac{(\theta_f)_{i,j+1}^{n+1} - 2(\theta_f)_{i,j}^{n+1} + (\theta_f)_{i,j-1}^{n+1}}{(\Delta Y)^2} \\ & (\theta_f)_{i,j}^{n+1} - \theta_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + \frac{\Delta\tau U_{i+1,j}^n}{4\Delta X} \left[(\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} - (\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}} \right] \\ & = \frac{\Delta\tau}{2(\Delta Y)^2} [(\theta_f)_{i,j+1}^{n+1} - 2(\theta_f)_{i,j}^{n+1} + (\theta_f)_{i,j-1}^{n+1}] \end{aligned}$$

$$\text{avec : } \frac{\Delta\tau}{4\Delta X} U_j^n = \pi_1, \quad \frac{\Delta\tau}{2(\Delta Y)^2} = \pi_2$$

Ce qui donne :

$$(1 + 2\pi_2)(\theta_f)_{ij}^{n+1} - \pi_2(\theta_f)_{i,j+1}^{n+1} - \pi_2(\theta_f)_{i,j-1}^{n+1} = \theta_{ij}^{n+\frac{1}{2}} - \pi_1(\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} + \pi_2(\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}$$

Qui peut s'écrire sous la forme

$$\hat{A}(\theta_f)_{i,j+1}^{n+1} + \hat{B}(\theta_f)_{i,j}^{n+1} + \hat{D}(\theta_f)_{i,j-1}^{n+1} = \hat{C}$$

Discretisation des conditions aux limites

$$(\theta_f)_{i,j}^1 = (\theta_s)_{i,j}^1 ;$$

$$\left. \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^n - (\theta_s)_{i,j}^n}{(\Delta Y)^2} \right|_{j=1} = 0 ;$$

$$K \left. \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^n - (\theta_s)_{i,j}^n}{\Delta Y} \right|_{j=m1} = \left. \frac{(\theta_f)_{i,j+1}^n - (\theta_f)_{i,j}^n}{\Delta Y} \right|_{j=m1} ;$$

$$K \left. \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^n - (\theta_s)_{i,j}^n}{\Delta Y} \right|_{j=m2} = \left. \frac{(\theta_f)_{i,j+1}^n - (\theta_f)_{i,j}^n}{\Delta Y} \right|_{j=m2} ;$$

$$\left. \frac{(\theta_s)_{i,j+1}^n - (\theta_s)_{i,j}^n}{\Delta Y} \right|_{j=m} = Q_i^n$$

Ainsi, le système avec les conditions aux limites sous sa forme discrétisée s'écrit :

$$(\theta_f)_{i,j}^{n+\frac{1}{2}} + \pi_1(\theta_f)_{i+1,j}^{n+1} - \pi_1(\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}} = \pi_2(\theta_f)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} + (1 - 2\pi_2)(\theta_f)_{i,j}^n + \pi_2(\theta_f)_{i,j-1}^n$$

Suivie de :

$$(1 - 2\pi_2)(\theta_f)_{i,j}^n + \pi_2(\theta_f)_{i,j+1}^{n+1} - \pi_2(\theta_f)_{i,j-1}^{n+1} = (\theta_f)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} + (\theta_f)_{i+1,j}^{n+\frac{1}{2}} + \pi_2(\theta_f)_{i-1,j}^{n+\frac{1}{2}}$$

Et

$$\begin{aligned} (1 + 2\pi_3)(\theta_s)_{i,j}^{n+1} - \pi_3(\theta_s)_{i,j+1}^{n+1} - \pi_2(\theta_s)_{i,j-1}^{n+1} \\ = (1 + 2\pi_3)(\theta_s)_{i,j}^n + \pi_3(\theta_s)_{i,j+1}^{n+\frac{1}{2}} + \pi_3(\theta_s)_{i,j-1}^n \end{aligned}$$

III.2. Résultats et discussion

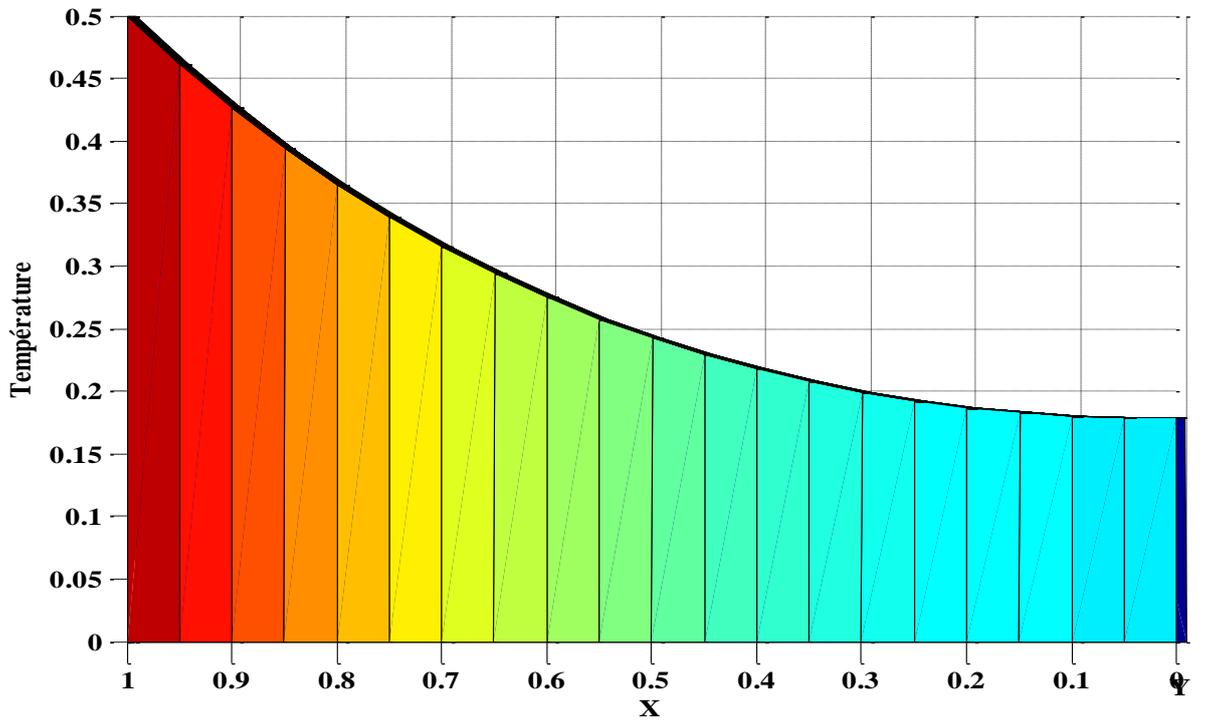


Figure.1. distribution du champ de température

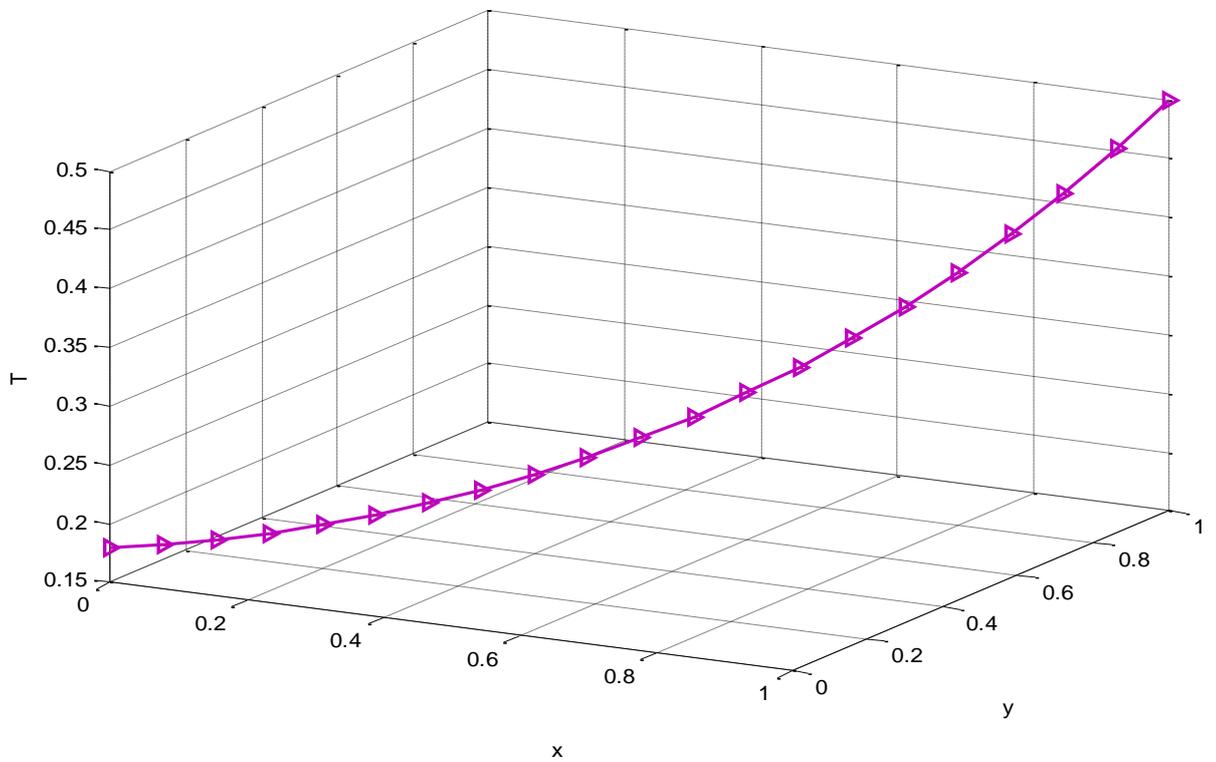


Figure.2. évolution de la température en fonction des coordonnées géométriques

Commentaire

Comme nous l'avons lu et vu dans les livres de mécanique des fluides, les résultats donnés à partir de cette simulation confondent et marchent avec, aussi et pour l'application d'un flux de chaleur à partir de la paroi supérieure du conduit, on voit bel et bien la conduction rapide de la chaleur afin d'atteindre les régions les plus basses (froides).

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans cette étude, nous nous sommes limités à étudier transfert de chaleur entre de plaque parallèle. L'étude de la modélisation de l'équation de la conduction et la convection, en basant sur l'outil numérique en commençant par la discrétisation de cette équation.

Le champ de température augmente varie en fonction des coordonnées géométrique, et celle du temps. Plus $\ll x \gg$ ou $\ll y \gg$ augmente plus le température augmente, comme cette perspective, nous avons travaillé sur la partie solide et nous avons pas introduit le partie solide et nous la partie fluide, ce que nous recommençons de le prendre en considération dans les études à venir.

Bibliographie

- [1] Marchio,D.Repoux,P. 2008.*Introduction aux transferts thermiques* .Paris .Ecole des mines de Paris.40p.
- [2] Bensaada,S. Bouziane,M.T. *Transfert de chaleur* .
- [3] Mohamed, G.2010-2011.*Comparaison entre les solutions thermiques extérieures et l'intérieure d'une pièce d'un habitat situé dans le site de Chardaia* : université Abou Bakr Belkaid .83p.
- [4] Bouhezza, A.2007.*Etude d'une couche limite laminaire en convection mixte : effet de l'inclinaison de la paroi* .Mémoire de Magister : université de Skikda.123p.
- [5] Yves, J.2012.*Transfert thermique* : Ecole des mines Nancy.161p.
- [6] Ghebrid ,N.2011.*Etude numérique des transferts thermiques couplés dans une cavité fermée* : université Ferhat Abbas-Sétif .132p.
- [7] Taourit, F.2012-2013 .*Etude du colporteur dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes)* : université Abou Bakr Belkaid- Tlemcen.78p.

Résumé

Durant cette étude, nous avons pris la partie solide du problème de conduction/convection forcée entre deux plaques parallèles et nous avons simulé ce phénomène de conduction ou par le MATLAB.

Mot clé : conduction, convection, échangeur de chaleur, différences finies.

Abstract:

The main objective of this study is to find the distribution of temperature between parallel plates, the geometry given has a solid plate and bulk fluid, we have exploited the Matlab environment to find the field temperature.

Key words: heat exchanger, finite differences, conduction, plates,

ملخص

الغرض الرئيسي من هذا البحث هو دراسة الإنتشار الحراري لدرجات الحرارة لنظام مكون من سطح خارجي سلط عليه تدفق حراري ولحل معادلة الطاقة للإنتشار الحراري قمنا بتجزئة النظام إلى قطع بواسطة طريقة الفوارق المنتهية وحلها بواسطة برمجية "مطلب"

كلمات المفتاح:

التدفق الحراري، الفوارق المنتهية، معادلة الطاقة.