

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



**Université Kasdi Merbah Ouargla
Département de production des
hydrocarbures**



MEMOIRE

**Pour obtenir le Diplôme de Master
Option : Production professionnelle**

Présenté Par :

BOUSELSAL Yanel

THÈME :

**Analyse d'un problème de conduction convection-
forcée dans un échangeur de chaleur**

Supervisé Par : Dr. GARAH Salim.

Soutenue le : 07/06/2023.

Jury :

Dr. KADRI AHMED YACINE (*President*)

Dr. FROUHAT RACHID (*Examineur*)

2022 - 2023

Remerciements

Au terme de ce travail, je tiens à remercier le Bon Dieu qui m'a donné le courage et la volonté d'aller jusqu'au bout et de ramener ce présent travail à son point ultime

Je tiens tout d'abord à remercier monsieur : Dr. GAREH SALIM, mon promoteur, qui a prêté une attention particulière et qui à aucun moment n'a emménagé son effort et son savoir pour m'apporter de l'aide, la plus précieuse.

Mon respect aux membres du jury, à qui je ferai l'honneur d'accepter et de juger ce modeste travail, d'apporter leurs réflexions et leurs critiques scientifiques. Mon remerciement et gratitude va également à tous mes enseignants du département de génie des procédés, Puisque grâce à eux je n'ai eu aucune difficulté à combler mes lacunes théoriques et à satisfaire ma curiosité scientifique.

Mon vif remerciement va également à tous les professeurs de notre parcours licence et master.

Profondément, je remercie les efforts incroyables déployés par mes parents pour leur soutien inébranlable tout au long de mon cheminement académique.

Mes remerciements à mes frères et ma sœur pour leur encouragement.

Enfin, Je tiens à adresser mes plus sincères remerciements à mes précieux amis, Mirou, Nadji, Raouf, Ayoub, Tadjou, Youcef, Mohamed Halaj, Housseem, Idris, Mohamed Sisaoui, Saido, Iyad et Yahia ,

Leur soutien inébranlable, leurs encouragements constants et leur présence réconfortante ont illuminé mon parcours d'étude. Leur amitié véritable et leur confiance en moi ont été des sources d'inspiration et de motivation. Je suis profondément reconnaissant d'avoir des amis aussi merveilleux qui ont partagé cette aventure avec moi.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail qui représente de longues années d'études, et que j'espère qu'il soit à la hauteur de nos efforts à toute ma famille.

D'abord mon cher père et ma tendre mère qui ont toujours signé présent à chaque instant de notre vie, aussi à ma sœur et mes frères.

Je dédie aussi ce projet à tous ceux qui me sont très chers et qui m'ont apporté une aide précieuse, qui ne seront jamais oubliés.

Résumé

L'analyse d'un problème de conduction et convection forcée dans un échangeur de chaleur concerne l'étude des mécanismes de transfert thermique qui se produisent dans cet appareil. Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre (l'eau), permettant ainsi le refroidissement ou le chauffage d'un système..

En résumé, l'analyse d'un problème de conduction et convection forcée dans un échangeur de chaleur vise à étudier et à optimiser le transfert de chaleur entre les fluides chauds (eau) et froids (eau) à l'intérieur du dispositif, en prenant en compte les principes de conduction et de convection forcée pour maximiser son efficacité.

Mot clés

Echangeur de chaleur, La conduction thermique, La convection thermique, Méthode des Différences Finis.

Abstract

An analysis of a forced conduction and convection problem in a heat exchanger involves studying the heat transfer mechanisms that occur within the device. A heat exchanger is a device used to transfer heat from one fluid to another (water), thereby enabling the cooling or heating of a system..

In summary, analyzing a forced conduction and convection problem in a heat exchanger involves studying and optimizing the heat transfer between hot and cold fluids (water) within the device, taking into account the principles of conduction and forced convection to maximize its efficiency.

Keywords

Heatexchanger, thermal conduction, thermal convection, finite difference method

ملخص

يتعلق تحليل مشكلة التوصيل والحمل القسري في المبادل الحراري بدراسة آليات نقل الحرارة التي تحدث في هذا الجهاز. المبادل الحراري هو جهاز يستخدم لنقل الحرارة من سائل إلى آخر (الماء) ، وبالتالي تبريد أو تسخين النظام. باختصار ، يهدف تحليل مشكلة التوصيل والحمل القسري في المبادل الحراري إلى دراسة وتحسين انتقال الحرارة بين السوائل الساخنة (الماء) والسوائل الباردة (الماء) داخل الجهاز ، مع مراعاة مبادئ التوصيل و الحمل القسري لزيادة كفاءته.

كلمات مفتاحية

المبادل الحراري ، التوصيل الحراري ، الحمل الحراري ، طريقة الفروق المحدودة

SOMMAIRE

Introduction Générale	1
Chapitre I	2
Généralités sur les transferts de chaleur et les échangeurs	2
I-1- Introduction :	3
I-2- Les modes de transferts de chaleur :	3
I-2-1- La conduction :	3
I-2-2- La convection	4
I-2-3- Rayonnement thermique :	5
I-3- Généralité sur les échangeurs de chaleur	6
I-3-1- Définition	6
I-3-2- Principe de fonctionnement :	6
I-3-3- Mode de transfert :	7
I-3-4- Différents types des échangeurs de chaleur :	7
I-4- Critères de classement des échangeurs	13
I-4-1- Classement technologique :	13
I-4-2- Classement suivant le mode de transfert de chaleur	13
I-4-3- Classement fonctionnel	14
I.4.3 Classement suivant le régime de fonctionnement :	14
I.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :	14
I.4.6 Classement suivant la disposition des écoulements :	14
Chapitre II : Modélisation mathématique	16
II-1- Introduction	17
II-2- Méthode des Différences Finis (MDF)	17
II-2-1- Définition de la méthode des différences finies	17
II-3- Modélisation mathématique de notre problème	21
II-3-1- problématique :	21
II-3-2- Equation de problème et géométrie :	21

II-4-3- Les équations fondamentales avec les ‘hypothèses proposés :.....	23
II-5-3- Algorithme :.....	26
II-6-Conclusion :.....	27
Chapitre III : Résultats et discussions.....	28
III-1- L’effet de vitesse de fluide :.....	29
III-2-L’effet du temps	30
III-3- L’effet du métal de la paroi solide	34
III-4-Discussion	36
Conclusion générale.....	38
BIBLIOGRAPHIE.....	40

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Transfert thermique par conduction à travers un barreau métallique.....	03
Figure I.2 : Transfert de chaleur d'une plaque chaude par convection.....	04
Figure I.3 : Transfert thermique par rayonnement.....	05
Figure I.4 : Échangeur à tube et calandre.....	08
Figure I.5 : Échangeur tubulaire coaxial.....	09
Figure I.6 : Différents types d'échangeurs tubulaires.....	09
FIGURE I.7 : Echangeur à courants croisés.....	10
Figure I.8 : Echangeur à plaques.....	11
Figure I.9 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.....	11
Figure I.10 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples événements; (f) trouées.....	12
Figure I.11 : (a) Tubes ailettes simples ;(b) ailettes autour de tubes. Les ailettes sont plates mais pourraient être ondulées, coupées ou à événements.....	12
Figure I.12 : Tubes à ailettes simples.....	13
Figure I.13 : Trois configurations d'ailettes continues.....	13
Figure I.14 : Tubes à ailettes longitudinaux.....	13
Figure I.15 : Tubes avec ailettes internes.....	14
Figure I.15 : Différents modes de circulation des fluides.....	15
Figure II-1 : Nomenclature pour la représentation des séries de Taylor.....	18
Figure II-2: Nomenclature for the representation of functions by finite differences Taylor séries.....	19
Figure II-3 : Schéma d'échangeur théorique étudiant.....	22
Figure II.4 : L'organigramme de notre programmation avec Matlab.....	26

Figure III.1 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à vitesse $u = 2$ m/s.....	29
Figure III.2 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à vitesse $u = 0.2$ m/s.....	30
Figure III.3 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à vitesse $u = 0.002$ m/s	30
Figure III.4 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 5$ s.....	31
Figure III.5 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 50$ s.....	32
Figure III.6 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 500$ s	32
Figure III.7 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 1000$ s.....	33
Figure III.8 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 3000$ s.....	33
Figure III.9 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 5000$ s.....	34
Figure III.10 : Evolution de la température entre la paroi solide (paroi en acier doux) et le fluide	35
Figure III.11 : Evolution de la température entre la paroi solide (paroi en aluminium) et le fluide	35
Figure III.12 : Evolution de la température entre la paroi solide (paroi en cuivre) et le fluide.....	36

LISTE DES TABLEAUX :

Tableau III.1 : Propriétés physiques de la paroi solide et de l'eau et différentes vitesses de fluide.....29

Tableau III.2: Propriétés physiques de la paroi solide et de l'eau et différents temps.....31

Tableau III.3 : Différentes Propriétés physiques de la paroi solide.....34

Nomenclature

C_p : chaleur massique à pression constante (J / kg. K)

e : épaisseur de la paroi (m)

E : efficacité thermique

h : coefficient d'échange par convection ($W / m^2 .K$)

H : hauteur(m)

L : longueur de la plaque (m)

Nu : nombre de Nusselt

NUT : nombre d'unités de transfert

P : pression (Pa)

q_m : débit massique (kg / s)

q_c : débit thermique unitaire (W / K)

Re : nombre de Reynolds

Rec : résistance d'encrassement

R_{th} : résistance thermique ($m^2. K / W$)

S : surface d'échange (m^2)

U : coefficient d'échange global ($W/m^2. K$)

u : composante de vecteur vitesse suivant x

v : composante de vecteur vitesse suivant y

w : composante de vecteur vitesse suivante z

T : température (K)

t : variable indépendante représente le temps [s]

v : vitesse débitante (m/s)

Lettres grecques

ϕ : Quantité de chaleur échangée (W)

σ : Constante de STEFAN BOLTZMANN [$w / (m^2.K^4)$]

ε : Émissivité thermique du matériau

μ : viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

ν : viscosité cinématique (m^2 / s)

ρ : masse volumique (kg/m^3)

λ : conductivité thermique (W / m.K)

Σ : surface totale d'échange (m^2)

Indices

C : chaud

Ce : chaud à l'entrée

Cs : chaud à la sortie

F : froid

Fe : froid à l'entrée

Fs : froid à la sortie

Introduction Générale

L'analyse d'un problème de conduction-convection forcée dans un échangeur de chaleur est d'une importance capitale pour comprendre et optimiser le transfert de chaleur dans ce dispositif. Les échangeurs de chaleur sont des équipements essentiels dans de nombreux domaines industriels, tels que l'industrie pétrolière, l'industrie chimique, la production d'énergie et bien d'autres. Ils permettent d'assurer l'échange thermique entre deux fluides à des températures différentes, favorisant ainsi le transfert efficace de chaleur.

Ce type d'échangeur de chaleur implique la conduction thermique à travers les parois solides de l'échangeur, ainsi que la convection forcée due à la circulation des fluides chauds et froids. La conduction thermique se produit à travers les matériaux constituant les parois de l'échangeur, tandis que la convection forcée se produit lorsque les fluides chauds et froids circulent respectivement du côté chaud et du côté froid de l'échangeur. Ces deux mécanismes de transfert de chaleur sont étroitement liés et doivent être pris en compte lors de l'analyse de l'échangeur de chaleur.

L'objectif de cette analyse est de comprendre les performances thermiques de l'échangeur de chaleur, d'évaluer l'efficacité du transfert de chaleur et d'optimiser sa conception. Cela nécessite la modélisation mathématique des équations de conduction thermique et de convection forcée, ainsi que leur résolution numérique. En utilisant des méthodes de calcul avancées, il est possible d'obtenir des informations précieuses sur les profils de température, les distributions de vitesse et les flux de chaleur à travers l'échangeur.

Une analyse approfondie de la conduction-convection forcée dans un échangeur de chaleur permet de maximiser l'efficacité du transfert de chaleur, de réduire les pertes d'énergie et d'améliorer les performances globales du système. Cela peut conduire à des économies d'énergie significatives, à une optimisation des processus industriels et à une diminution de l'impact environnemental. Dans le cadre de cette analyse, il est également possible de prendre en compte des paramètres supplémentaires tels que les propriétés des matériaux, la géométrie de l'échangeur et les conditions de fonctionnement, afin de répondre aux exigences spécifiques de chaque application.

Chapitre I

Généralités sur les transferts de chaleur et les échangeurs

I-1- Introduction :

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils utilisés dans différents domaines surtout dans l'industrie, avec différents compositions et structures qui vise à avoir un rendement spécifique pour chaque fonction requise.

Ce chapitre parlera des types de transfert de chaleurs et sur les échangeurs de chaleurs et leurs fonctionnements et de certaines généralités et de leurs différents éléments.

I-2- Les modes de transferts de chaleur :

Ils existent trois modes de transfert de chaleur :

I-2-1- La conduction :

La conduction thermique se produit lorsqu'il y a propagation de la chaleur de molécule en molécule à l'intérieur d'un corps ou entre plusieurs corps adjacents qui ne réfléchissent pas la chaleur, sans que le milieu ne se déplace ou que ce mouvement n'affecte la transmission de chaleur. Ce mode de transfert de chaleur est principalement observé dans les solides et entre des corps solides adjacents.

La conduction se produit également dans les liquides et les gaz, mais son impact est généralement négligeable par rapport à celui de la convection, sauf dans le cas de liquides très visqueux ou de gaz piégés dans des matériaux poreux [1].

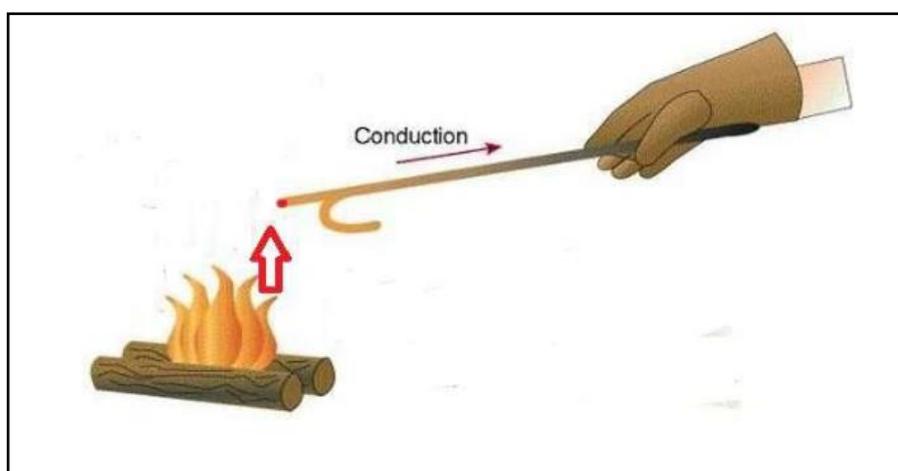


Figure I.1 : Transfert thermique par conduction à travers un barreau métallique [2].

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loi Fondamentale de la conduction est la loi de FOURIER et s'écrit comme suit :

$$\vec{\phi} = -\lambda S \cdot \vec{\text{grad}} T \quad (\text{I.1})$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée[W].

λ : Coefficient de conduction [W/m.K].

S : Surface d'échange [m²].

T : Température [K].

I-2-2- La convection :

La convection thermique est un type de transfert de chaleur spécifique qui se produit entre un solide et un fluide. Il implique le transport d'énergie par les molécules en mouvement qui composent le système thermodynamique. Ainsi, c'est le fluide en mouvement qui transporte avec lui une quantité de chaleur.[3].

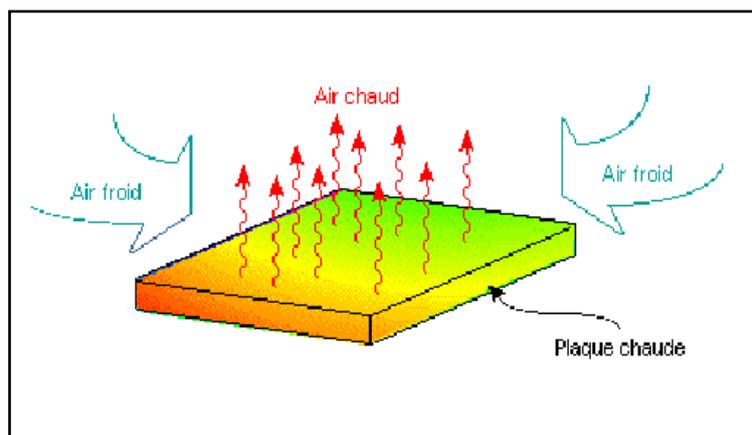


Figure I.2 : transfert de chaleur d'une plaque chaude par convection[2].

On distingue deux types de convection :

- Convection naturelle : circulation naturelle du fluide.
- Convection forcée : Elle suppose la présence d'un dispositif pour mettre en mouvement le fluide (pompe, compresseur...)

La loi fondamentale de la convection est la loi de NEWTON et s'écrit comme suit :

$$\phi = h.S.\Delta T \quad (I.2)$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée [W].

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection [$w/m^2.K^\circ$].

S : surface d'échange [m^2].

ΔT : différence de température [K].

I-2-3- Rayonnement thermique :

Dans le processus de transmission de chaleur par rayonnement thermique, le transfert de chaleur se produit par le biais de vibrations électromagnétiques qui se propagent en ligne droite, sans nécessiter de support matériel. Même un corps placé dans le vide émet de l'énergie, qui se propage sous forme d'ondes, et tout corps se trouvant sur le chemin de ces ondes absorbe tout ou une partie de cette énergie. [4]



Figure I.3 : Transfert thermique par rayonnement[2].

L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de STEFAN BOLTZMANN :

$$\phi = \sigma. \epsilon.S. T^4 \quad (I.3)$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée [W].

σ : Constante de STEFAN BOLTZMANN [$W/m^2.K^4$]

ϵ : Émissivité thermique du matériau

S : surface d'échange [m^2]

T : Température du corps [K]

I-3- Généralité sur les échangeurs de chaleur :

I-3-1- définition :

Un échangeur de chaleur est un dispositif statique qui permet le transfert d'énergie thermique d'un fluide à un autre. Par exemple, dans un échangeur d'eau chaude sanitaire, l'eau chaude provenant d'une chaudière (appelée réseau primaire) est transférée à l'eau chaude sanitaire (appelée réseau secondaire). Ces échangeurs peuvent être conçus avec des plaques ou des tubes en acier, en acier inoxydable, voire en plastique pour les fluides les plus sensibles, tels que l'eau de mer ou l'eau contenant des acides dans l'industrie chimique.

L'échangeur thermique assure une séparation entre le fluide primaire et le fluide secondaire tout en permettant le transfert de chaleur (ou de froid, dans le cas des échangeurs utilisés dans la réfrigération). Cette séparation des réseaux est essentielle pour des raisons de fonctionnement (par exemple, entre l'eau de la chaudière et l'eau chaude sanitaire) ou de gestion (par exemple, séparation des systèmes de chauffage dans les immeubles ou des réseaux urbains tels que le CPCU).

Le principe de la séparation des fluides est également appliqué dans les échangeurs thermiques utilisés dans la ventilation mécanique contrôlée (VMC) à double flux avec récupération de chaleur. Dans ce cas, l'air vicié cède ses calories à l'air frais entrant sans entrer en contact direct. Cette séparation des flux permet d'éviter la contamination ou la détérioration des fluides tout en maximisant l'efficacité du transfert de chaleur. [5]

I-3-2- principe de fonctionnement :

Selon la théorie générale des échangeurs thermiques, les fluides circulant à travers un échangeur ne se mélangent pas, mais plutôt transfèrent la chaleur entre eux. Ce transfert se produit à travers une paroi conductrice, telle que le cuivre, l'aluminium, l'acier inoxydable, ou l'acier. La différence de température entre les deux fluides facilite le transfert de chaleur, la chaleur se déplaçant toujours du fluide le plus chaud vers le plus froid. Ainsi, à l'intérieur de l'échangeur, le premier fluide entre chaud et ressort refroidi, tandis que le second fluide entre

froid et ressort plus chaud.

En règle générale, les échangeurs thermiques fonctionnent selon deux schémas : le contre-courant (où les fluides se déplacent en sens inverse) ou le courant croisé (où les fluides se déplacent perpendiculairement l'un à l'autre). Ces configurations permettent d'améliorer le transfert de chaleur par rapport à une configuration en co-courant (où les fluides se déplacent dans la même direction).

La qualité du transfert de chaleur dépend de plusieurs facteurs, notamment le matériau de la paroi, la nature des fluides, la vitesse du fluide (notamment si le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent) et la différence de température entre les deux fluides. Certains échangeurs thermiques utilisent des dispositifs tels que des ventilateurs pour augmenter la vitesse du fluide, améliorant ainsi le transfert de chaleur par convection forcée. Les radiateurs classiques, qui n'utilisent pas de ventilateurs, exploitent la convection naturelle. [6].

I-3-3- Mode de transfert :

- À courant parallèle : les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens.
- À contre-courant : idem, mais les courants vont dans des sens opposés.
- À courant croisé : les deux fluides sont situés perpendiculairement.
- À tête d'épingle : un des deux fluides fait un demi-tour dans un conduit plus large, que le deuxième fluide traverse. Dans cette configuration, nous pouvons comparer ce dernier à un échangeur à courant parallèle sur une distance identique à la moitié de l'échangeur, et pour l'autre moitié à un échangeur à contre-courant.
- A contact direct ou à mélange : les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, l'air chaud monte de bas en haut dans une grande tour et des buses projetant de l'eau froide sortent des parois donnant la possibilité ainsi de refroidir l'air.

I-3-4- Différents types des échangeurs de chaleur :

En raison de leur large éventail d'applications pratiques, il existe une grande variété de types fonctionnels et de constructions d'échangeurs de chaleur. La conception d'un échangeur de chaleur implique l'étude de plusieurs paramètres tels que la température et la

pression des fluides, les propriétés physiques et l'agressivité de ces fluides, ainsi que les considérations liées à la maintenance et à l'encombrement. Il est évident qu'avoir un échangeur de chaleur bien adapté, correctement dimensionné, bien construit et utilisé de manière appropriée permet d'optimiser l'efficacité et l'utilisation énergétique des processus [7].

A. Échangeurs à tubes et calandres :

Dans ce type d'échangeurs de chaleur, l'un des fluides circule à l'extérieur des tubes qui traversent un réservoir, tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple est constitué d'un réservoir avec un serpentín immergé. Le modèle le plus courant consiste en un faisceau de tubes traversant longitudinalement un réservoir, ce qui est appelé un échangeur multitubulaire. Des parois judicieusement placées sont utilisées pour guider la circulation du fluide à travers les tubes, lui permettant ainsi de réaliser un ou plusieurs trajets aller-retour. Voir figure (I.4).

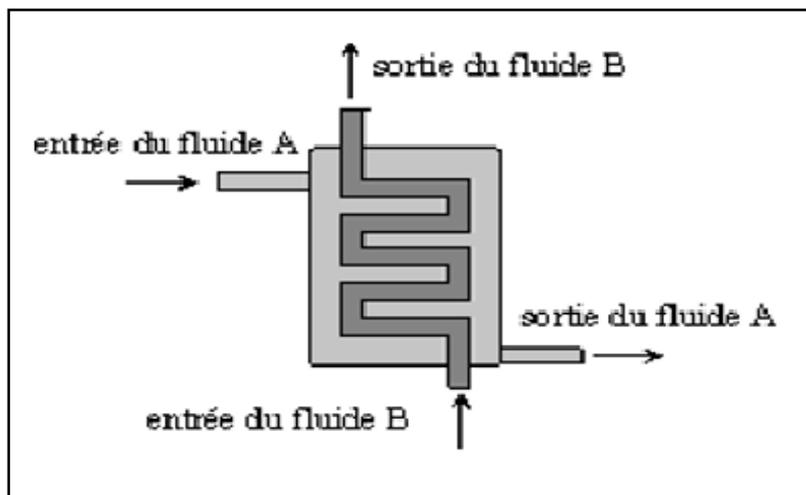


Figure I.4 : Échangeur à tube et calandre.

On trouve assez fréquemment des chicanes dans le réservoir pour forcer la circulation du fluide à travers tout le réservoir sans quoi le fluide aurait tendance à prendre le plus court chemin entre l'entrée et la sortie.

B. Échangeurs tubulaires coaxiaux :

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas

on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant.

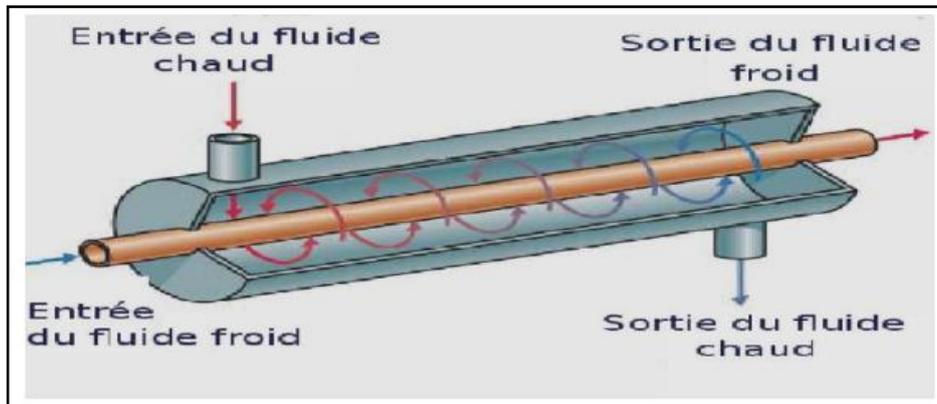


Figure I.5 : Échangeur tubulaire coaxial.

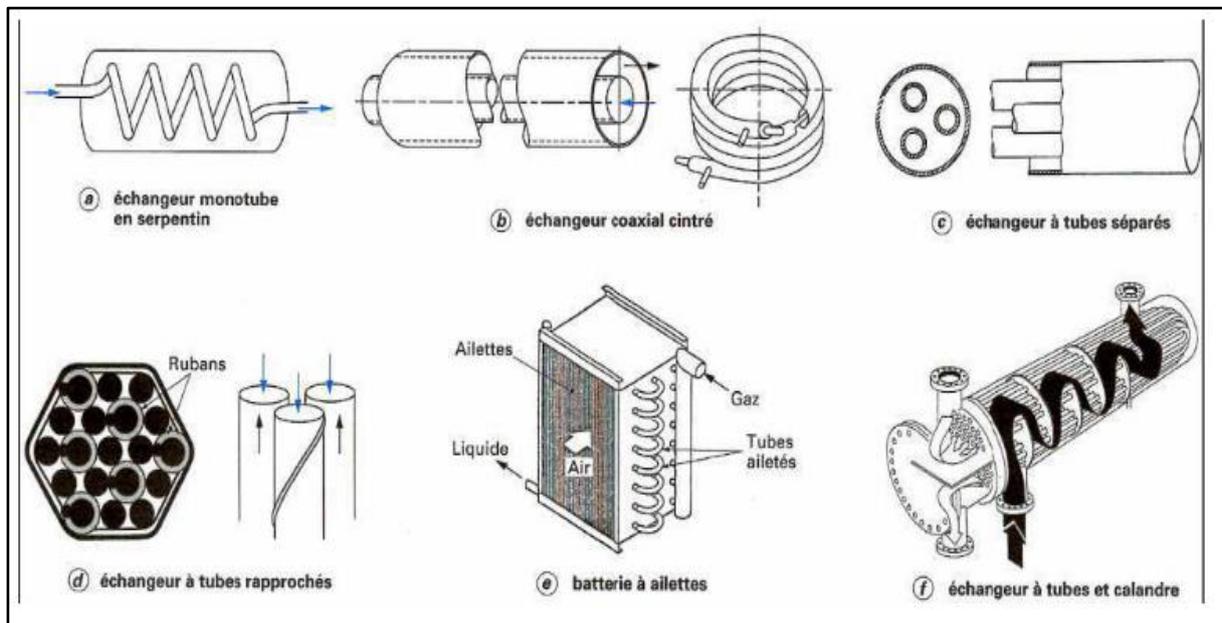


Figure I.6 : Différents types d'échangeurs tubulaires

D. Échangeurs à courants croisés :

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement autour des tubes. Dans la plupart des cas, c'est un liquide qui circule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont presque toujours munis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange .

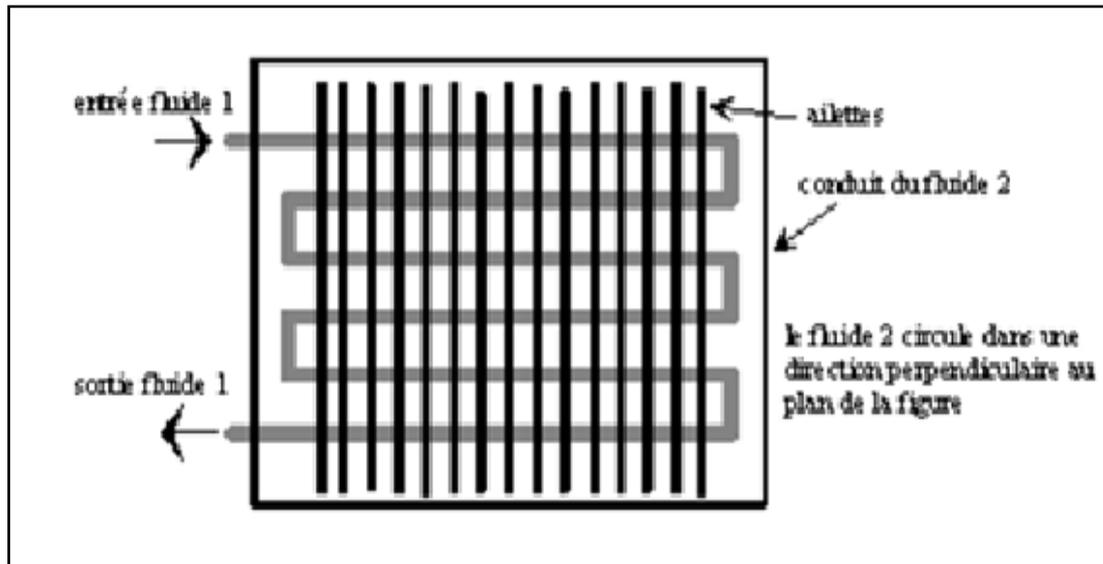


FIGURE I.7 : Echangeur à courants croisés.

E. Echangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire.

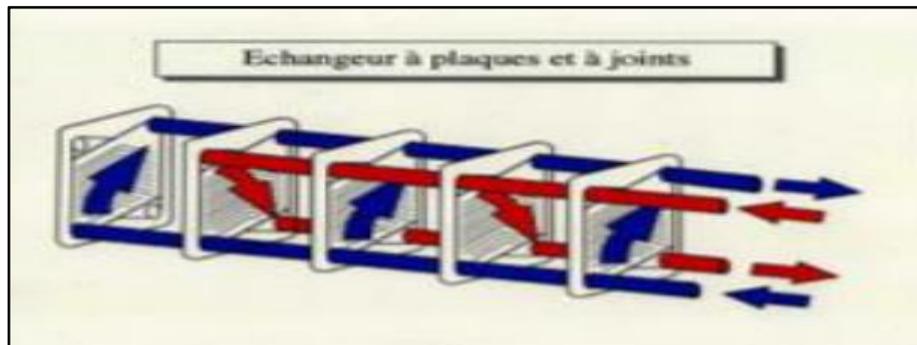


Figure I.8 : Echangeur à plaques.

F. Échangeurs à plaques avec ailettes :

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire. La figure (I.10) montre un exemple. Parfois, les ailettes sont incorporées dans un tube plat avec des arrondis, ce qui élimine le besoin de barres de soutien. Dans des applications gaz-liquide, les ailettes sont généralement utilisées seulement du côté gaz de l'échangeur [8].

Les échangeurs à plaques avec ailettes sont regroupés en trois catégories : ailettes non coupées, comme triangulaires ou rectangulaires, ailettes non coupées avec courbe et ailettes interrompues. La figure (I.10) montre des configurations courantes d'ailettes.

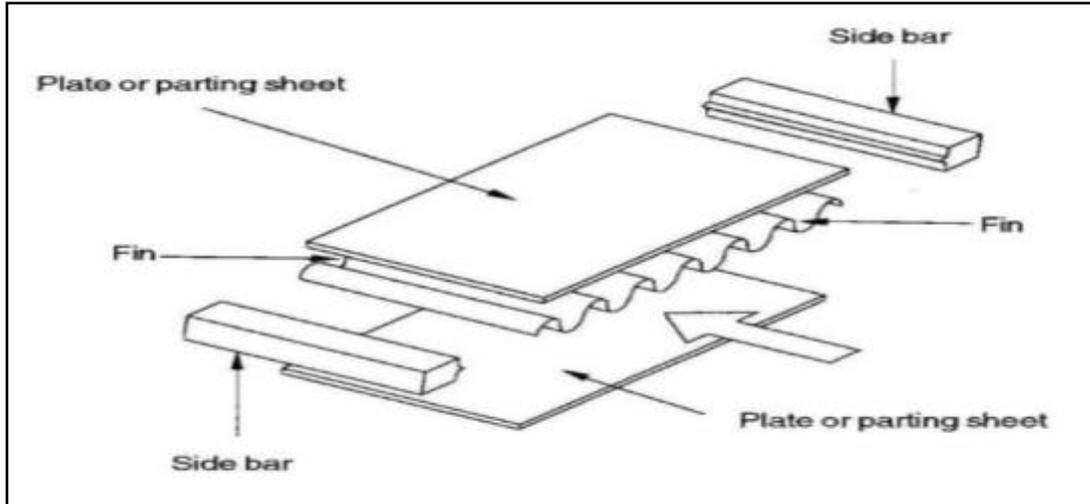


Figure I.9 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.

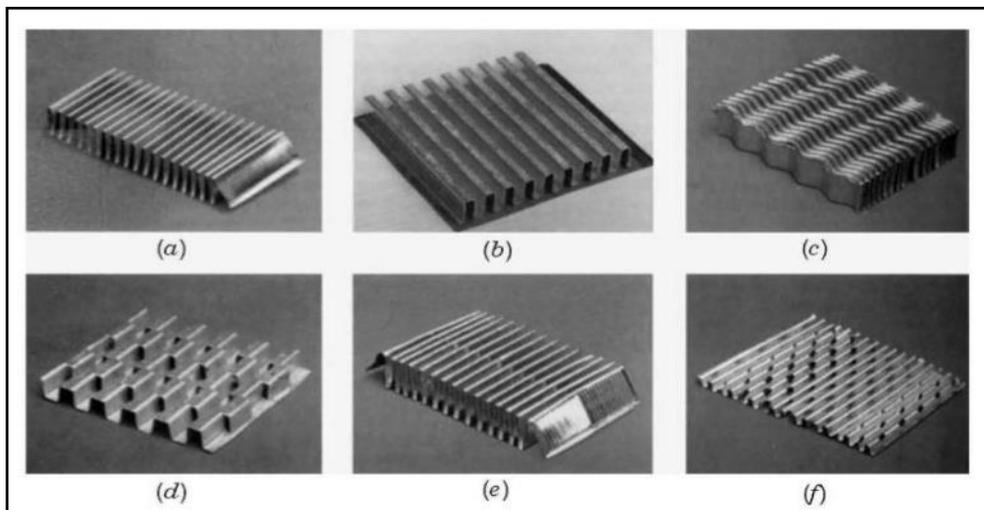


Figure I.10 : Géométries d'ailettes ondoulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples événements; (f) trouées.

G. Échangeurs tubulaires avec ailettes :

On retrouve deux catégories de tubes à ailettes : les tubes conventionnels et les tubes de spécialité. Dans un tube conventionnel, le transfert de chaleur entre les fluides se fait par conduction à travers la paroi du tube. Dans un échangeur de spécialité, le transfert de chaleur se fait par l'intermédiaire d'un tube dans lequel un liquide passe de gaz à liquide avec un effet convectif, on nomme ce tube caloduc [8].

Dépendamment du type d'ailettes, les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes sont regroupés dans les trois catégories suivantes :

Tube simple à ailettes (figure (I.10) (I.11)), tubes à ailettes continues (figure (I.10) (I.12)) :

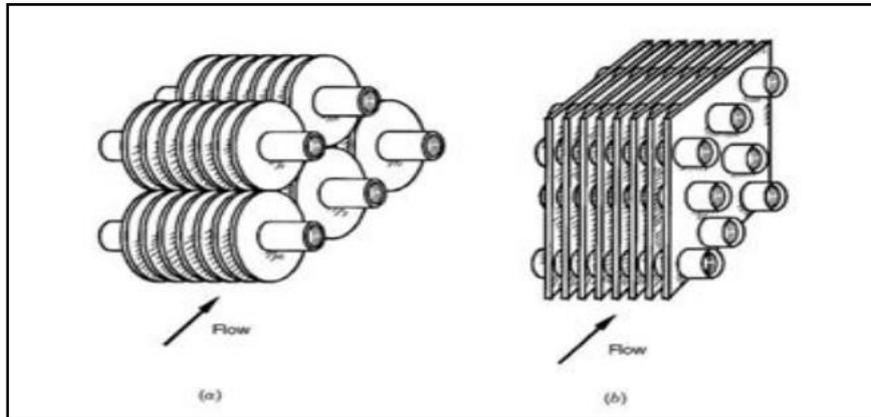


Figure I.11 : (a) tubes ailettes simples ;(b) ailettes autour de tubes. Les ailettes sont plates mais pourraient être ondulées, coupées ou à événements. [8]

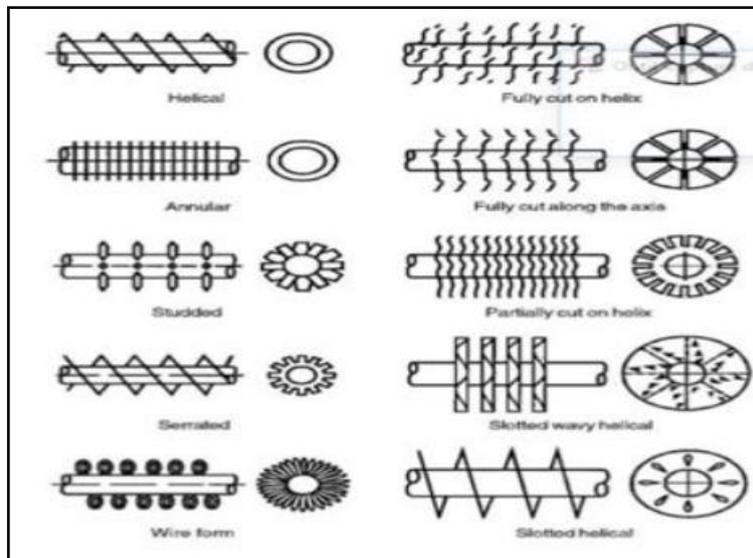


Figure I.12 : Tubes à ailettes simples. [8]

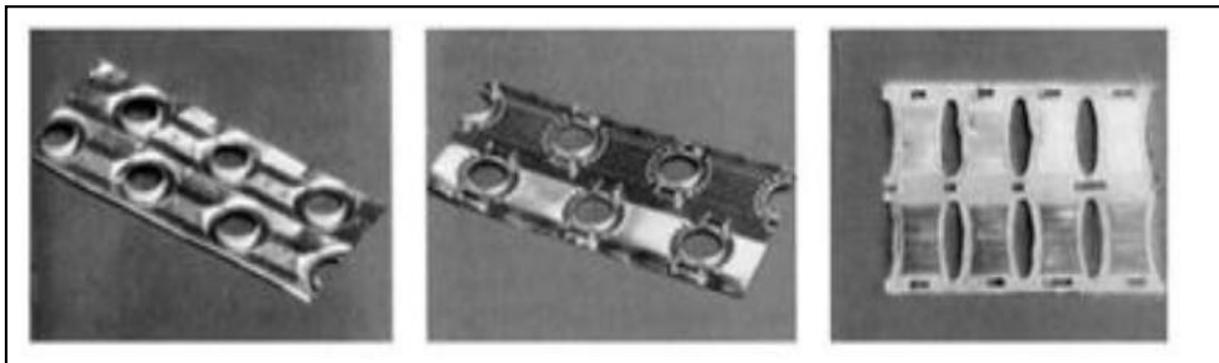


Figure I.13 : Trois configurations d'ailettes continues. [8]

Et tubes longitudinaux (figure I.14) :

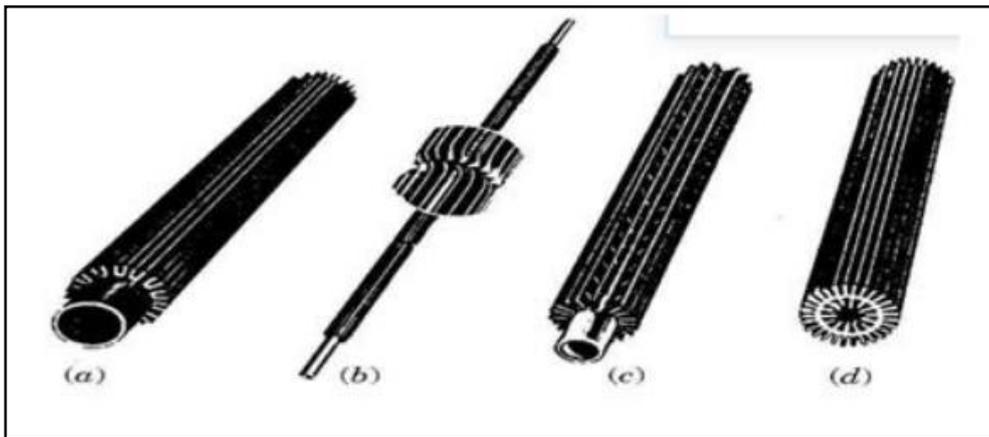


Figure I.14 : Tubes à ailettes longitudinaux. [8]

Il existe également des tubes avec ailettes internes (figure I.15) :



Figure I.15 : Tubes avec ailettes internes. [8]

I-4- Critères de classement des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs de chaleur, ces derniers peuvent être classés comme suit :

I-4-1- Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés dans ce type, sont les suivants :

- Les échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- Les échangeurs à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Les échangeurs d'autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.[9]

I-4-2- Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement, sont généralement couplés dans la plupart des applications, telles que les

chambres de combustion et la récupération sur les fumées. Cependant, il y a souvent un mode de transfert qui prédomine. Dans le cas de tout échangeur de chaleur avec transfert à travers une paroi, la conduction joue un rôle essentiel. [9].

I-4-3- Classement fonctionnel :

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. On rencontre alors les différents cas suivants [10] :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.

I.4.3 Classement suivant le régime de fonctionnement :

Suivant qu'il y a ou non le stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [11].

I.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre [10].

I.4.6 Classement suivant la disposition des écoulements :

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens « co-courant ».
- Sens contraire « contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés » [12].

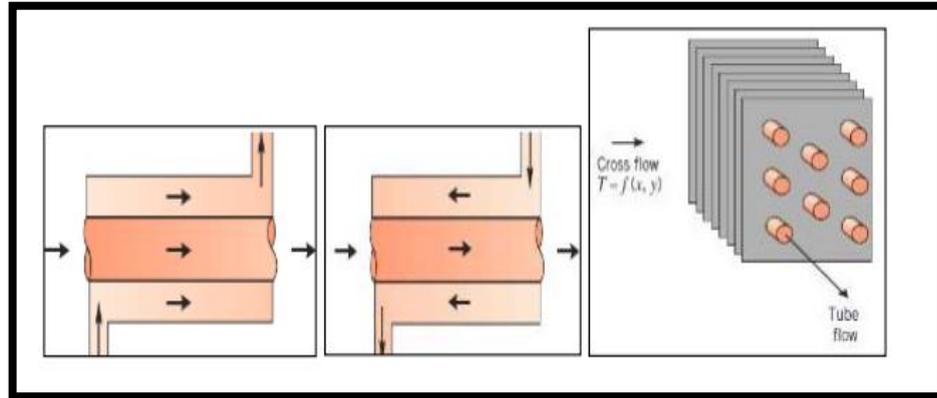


Figure I.15 :différents modes de circulation des fluides.

Chapitre II : Modélisation mathématique

II-1- Introduction :

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la présentation et la discrétisation par différentes Méthodes de Volumes Finis de problèmes elliptiques et les différentes méthodes numériques.

II-2- Méthode des Différences Finis (MDF) :

La méthode des différences finies est une technique utilisée pour résoudre les équations aux dérivées partielles en approximant les dérivées par des différences finies. Cette méthode implique de diviser le domaine d'étude en un certain nombre de points appelés nœuds, et de représenter la fonction recherchée à chaque nœud à l'aide d'un développement limité en série de Taylor. Par conséquent, l'équation différentielle est transformée en une équation algébrique pour chaque nœud. En résolvant le système d'équations algébriques, on obtient la distribution de la fonction étudiée dans le domaine d'étude.[13]

II-2-1- Définition de la méthode des différences finies :

La méthode des différences finies est une technique couramment utilisée pour trouver des solutions approximatives aux équations aux dérivées partielles. Elle implique de résoudre un système d'équations qui relie les valeurs des fonctions inconnues en des points suffisamment proches les uns des autres.

En mathématiques, plus précisément en analyse, une différence finie est une expression de la forme $f(x + b) - f(x + a)$, où f est une fonction numérique. Cette expression peut également être divisée par $b - a$, ce qui donne un taux d'augmentation (ou taux de variation). Plus généralement, il est possible de définir des différences divisées de manière similaire. L'approximation des dérivées par des différences finies joue un rôle central dans les méthodes aux différences finies utilisées pour la résolution numérique des équations différentielles, en particulier pour les problèmes avec des conditions aux limites.[13].

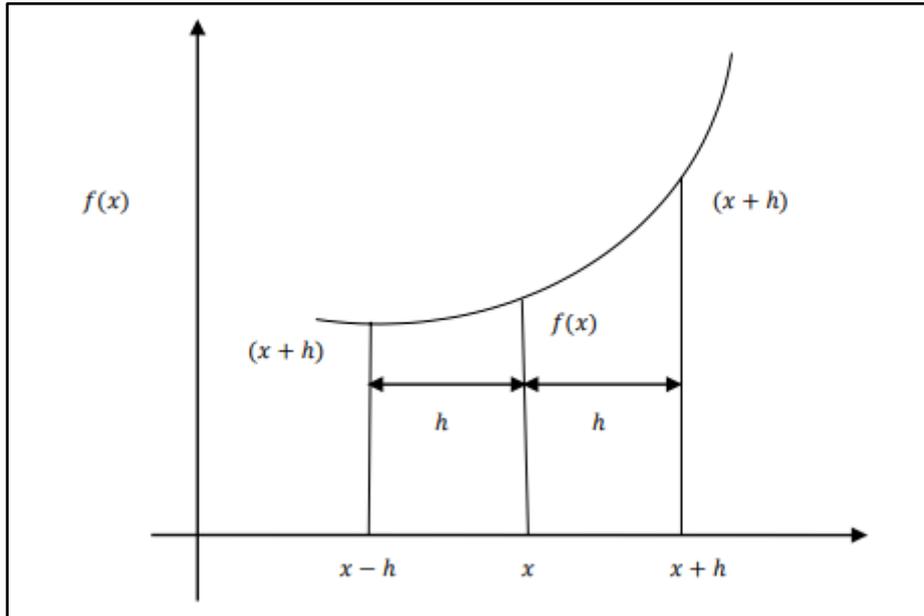
Approximation des dérivées par différences finies par développement en série de Taylor.

- **Série Taylor :**

Soit f une fonction définie sur un intervalle I de \mathbb{R} , x_0 un point de cet intervalle, et
On suppose que f est indéfiniment différentiable en x_0 . La série de Taylor de f à x_0 est la série de fonctions :

$$\sum_{n=0}^{+\infty} \frac{f^{(n)}(x_0)}{n!} (h)^n \text{ (II.1)}$$

Considérez le développement en série de Taylor de la fonction $f(x+h)$ et $f(x-h)$ au point x , comme le montre Figure. II-1 :



FigureII-1 : Nomenclature pour la représentation des séries de Taylor.

$$f(x + h) = f(x) + hf'(x) + \frac{h^2}{2!} f''(x) + \frac{h^3}{3!} f'''(x) \quad (\text{II. 2. A})$$

$$f(x - h) = f(x) - hf'(x) + \frac{h^2}{2!} f''(x) - \frac{h^3}{3!} f'''(x) \quad (\text{II.2.B})$$

- **Approximation de la dérivée première :**

Les premières dérivées progressives (droite) et régressives (gauche) de la fonction $f(x)$ sont obtenues par les équations (1- a) et (1- b) respectivement :

$$f'(x) = \frac{f(x + h) - f(x)}{h} \quad (\text{progressive}) \quad (\text{II. 3. A})$$

$$f'(x) = \frac{f(x) - f(x - h)}{h} \quad (\text{régressive}) \quad (\text{II.3.B})$$

En soustrayant les équations (1- b) de (1- a), l'approximation de la dérivée première de la fonction $f(x)$ par des différences finies centrées d'ordre deux, est déterminée par :

$$f'(x) = \frac{f(x + h) - f(x - h)}{2h} \quad (\text{Centeré}) \quad (\text{II.3.C})$$

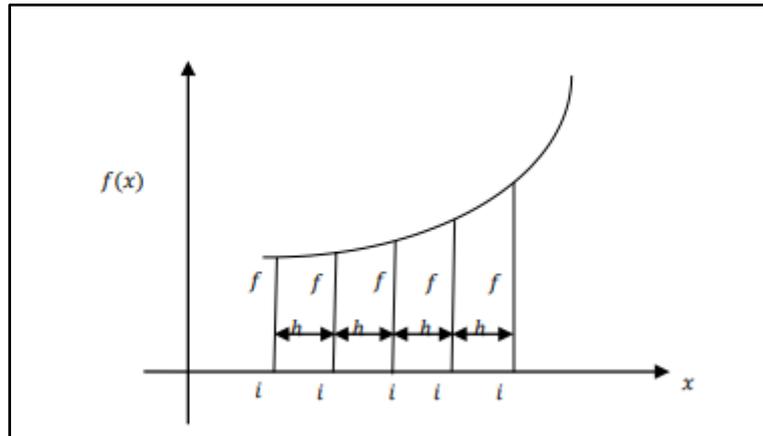


Figure II-2: Nomenclature for the representation of functions by finite differences Taylor series.

for the representation of functions by finite differences Taylor séries.

Si nous introduisons maintenant la notation suivante :

$$x = ih, x + h = (i + 1) h, x - h = (i - 1) h, \text{ etc (II.4.A)}$$

$$f(x) = f_i, f(x + h) = f_{i+1}, f(x - h) = f_{i-1}, \text{ etc (II.4.B)}$$

La représentation des premières dérivées de la fonction $f(x)$ au point x , donnée par les Équations s'écrit respectivement :

$$f'_i = \frac{f_{i+1} - f_i}{h} \text{(progressive) (II.5.A)}$$

$$f'_i = \frac{f_i - f_{i-1}}{h} \text{(regressive) (II.5.B)}$$

$$f'_i = \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2h} \text{(Centrée) (II.5.C)}$$

- **Approximation de la dérivée seconde :**

Pour avoir la représentation de la dérivée seconde $f''(x)$ au point x de la fonction $f(x)$ par différences finies, on considère le développement en série de Taylor des fonctions $f(x-2h)$ et $f(x+2h)$ Suivant :

$$f(x + 2h) = f(x) + 2hf'(x) + 2h^2f''(x) + \frac{4}{3}e^3f'''(x) + \text{(II.6.A)}$$

$$f(x - 2h) = f(x) - 2hf'(x) + 2h^2f''(x) - \frac{4}{3}e^3f'''(x) + \text{(II.6.B)}$$

Cela signifie que :

$$f''(x) = \frac{f(x) + f(x + 2h) - 2f(x + h)}{h^2} \text{(progressive) (II.7.A)}$$

$$f''(x) = \frac{f(x - 2h) + f(x) - 2f(x - h)}{h^2} \text{(regressive) (II.7.B)}$$

$$f''(x) = \frac{f(x - h) + f(x + h) - 2f(x)}{h^2} \text{(Centré) (II.7.C)}$$

Si nous introduisons maintenant la notation suivante :

$$x = ih, \quad x + h = (i + 1)h, \quad x - h = (i - 1)h \dots, \text{ etc (II.8.A)}$$

$$f(x) = f_i, \quad f(x + 2h) = f_{i+2}, \quad f(x - 2h) = f_{i-2}, \text{ etc (II.8.B)}$$

$$f''_i = \frac{f_i + f_{i+2} - 2f_{i+1}}{h^2} \text{(progressive) (II.9.A)}$$

$$f''_i = \frac{f_{i-2} + f_i - 2f_{i-1}}{h^2} \text{(regressive) (II.9.B)}$$

$$f''_i = \frac{f_{i-1} + f_{i+1} - 2f_i}{h^2} \text{(Centré) (II.9.C)}$$

- **Résolution de l'équation de conduction transitoire unidimensionnelle**

Par différences finies :

Les schémas aux différences finies ont été développés qui ne sont pas limitatifs de la taille des pas de temps Δt . L'une de ces méthodes est la méthode implicite

- **La méthode implicite :**

On utilise un schéma arrière d'ordre 1 pour évaluer la dérivée temporelle et un schéma centré d'ordre 2 pour la dérivée seconde dans l'espace :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \text{ in } 0 \leq x \leq L, t > 0$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_i \Delta t = \frac{T^{n+1}_i + T^n_i}{\Delta t} \quad \text{(II-10)}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)^{n+1}_i = \frac{T^{n+1}_{i+1} - 2T^{n+1}_i + T^{n+1}_{i-1}}{\Delta x^2} \quad \text{(II-11)}$$

Par compensation, on obtient :

$$\frac{T^{n+1}_i - T^n_i}{\Delta t} = \alpha \frac{T^{n+1}_{i-1} - 2T^{n+1}_i + T^{n+1}_{i+1}}{\Delta x^2} \quad \text{(II - 12)}$$

En réglant $\lambda = \alpha \frac{\Delta t}{\Delta x^2}$ la température à l'itération $(n + 1)$ est donné par :

$$-DT^{n+1}_{i-1} + (1 + 2D)T^{n+1}_i - DT^{n+1}_{i+1} = T^n_i \dots \quad \text{(2 - 13) } i \text{ variant de } 1 \text{ à } N-1$$

$$Q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{\lambda T_i - T_{i-1}}{\Delta x} \rightarrow T_{i-1} = \frac{Q \Delta x}{\lambda} + T_i = T_{i+1}$$

Températures aux nœuds lorsque $t=t_1=3s$ $n=1$:

$$i = 1 \rightarrow -D\left(\frac{Q\Delta x}{k} + T_1^2\right) + (2D)T_1^2 - DT_2^2 = T_1^1$$

$$i = 2 \rightarrow -DT_1^2 + (1 + 2D)T_2^2 - DT_3^2 = T_2^1$$

$$i = 3 \rightarrow -DT_2^2 + (1 + 2D)T_3^2 - DT_4^2 = T_3^1$$

$$i = 4 \rightarrow -DT_3^2 + (1 + 2D)T_4^2 - D\left(\frac{Q\Delta x}{k} + T\right)_i = T_4^1$$

On voit que les inconnues à l'itération $n+1$ sont liées entre elles par une relation implicite (d'où le nom de la méthode).

❖ **Sous forme matricielle :**

$$\begin{bmatrix} 1+D & -D & 0 & 0 \\ -D & 1+2D & -D & 0 \\ 0 & -D & 1+2D & -D \\ 0 & 0 & -D & 1+D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1^2 \\ T_2^2 \\ T_3^2 \\ [T_4^2] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1^1 + D \frac{Q\Delta x}{k} \\ T_2^1 \\ T_3^1 \\ [T_4^1 + D \frac{Q\Delta x}{k}] \end{bmatrix} \quad (\text{II-13})$$

II-3- Modélisation mathématique de notre problème :

II-3-1- problématique :

Les transferts thermiques entre fluide et paroi revêtent une grande importance dans plusieurs de domaines tels que : la mécanique des fluides, l'énergie solaire, les systèmes d'isolation, ainsi que dans la conception des échangeurs de chaleur. La forme des parois délimitant le domaine d'étude est variable, les parois peuvent être constituées par des conduits cylindriques à section constante. Les études théoriques consistent à décrire l'écoulement et les transferts de chaleur en résolvant numériquement l'équation de la chaleur. Dans notre travail, nous étudions numériquement les transferts thermiques entre une paroi solide d'un échangeur de chaleur cylindrique et un fluide. Et aussi par c'est simulation, on va savoir quelle le matériau choisie pour augmente le rendement de notre système.

II-3-2- Equation de problème et géométrie :

L'application des principes généraux de la physique nous permet d'établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude (figure III.3).

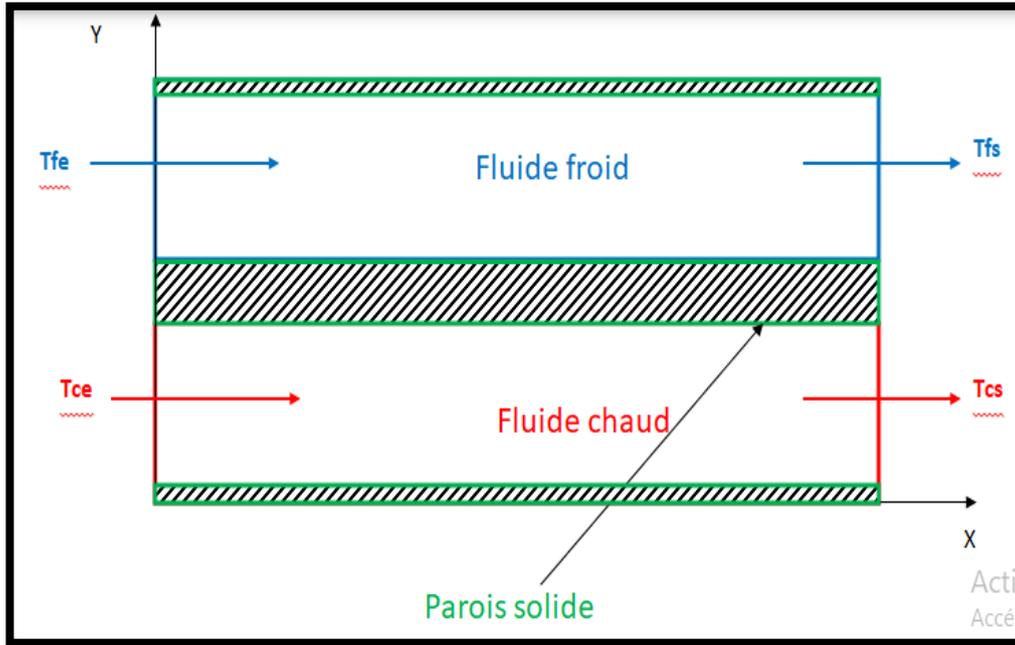


Figure II-3 : Schéma d'échangeur théorique étudié.

- **Equation de mouvement (Navier –Stokes) en 2D :**
- **Suivant x :**

$$\rho \left[\frac{du}{dt} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \text{(II.14.A)}$$

- **Suivant y :**

$$\rho \left[\frac{dv}{dt} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \text{(II.14.B)}$$

- **L'équation d'énergie thermique en 2D :**

$$\rho \, c_p \left[\frac{dT}{dt} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \text{(II. 15)}$$

Hypothèses simplificatrices :

- L'écoulement est incompressible ($\rho = \text{const}$).
- Régime établi par rapport à le sens de l'écoulement ($\frac{du}{dx} = 0$).

Donc les équations simplifiées régissant le phénomène d'écoulement seront comme suivies :

II-4-3- Les équations fondamentales avec les ‘hypothèses proposés :

a) Equation de mouvement (Navier –Stokes) :

En tenant compte des hypothèses précédentes, l'équation (II.14) de mouvement se réduit à:

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} \right] = \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \quad (\text{II.16})$$

Sous forme développée :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{II.17})$$

On a :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \Rightarrow \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} = \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.18})$$

Donc ;

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) &= c_1, \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = c_1 \\ \left(\frac{\partial}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) &= c_1, \int d \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) = \int c_1 dy \\ \int \frac{\partial u}{\partial y} &= \int c_1 y + c_2 \quad (\text{II.18}) \\ \int du &= \int c_1 y + c_2 \int dy \end{aligned}$$

Donc :

$$u = \frac{c_1}{2} y^2 + C_2 y + C_3$$

On va mettre ;

$y = 0$

$$U_0 = U_{max} = \frac{C_1}{2} (0) + C_2(0) + C_3$$

On trouve ;

$$U_0 = U_{max} = \frac{3}{2} U_e = C_3 = \frac{3}{2} U_e \quad (\text{II.19})$$

En posant ; $y = h$ dans (III.13) :

$$U_{(h)} = 0 = \frac{C_1}{2} (h)^2 + C_2(h) + \frac{3}{2} U_e$$

D'où :

$$\left[\frac{C_1}{2} h + C_2 \right] = -\frac{3}{2h} U_e \quad (\text{II.20})$$

Ensuite on met $y = -h$

$$U_{(-h)} = 0 = \frac{C_2}{2} (h^2) - C_2(h) + \frac{3}{2} U_e$$

On trouve :

$$\left[\frac{C_1}{2} h - C_2 \right] = -\frac{3}{2h} U_e$$

On additionnant : (III.14) + (III.15)

$$2 \frac{C_1}{2} h = 2 \left(-\frac{3}{2h} U_e \right) \Rightarrow C_1 = -\frac{3}{h^2} U_e \quad (\text{II.21})$$

$$\left[\frac{-\frac{3}{h^2} U_e}{2} h - C_2 \right] = -\frac{3}{2h} U_e \Rightarrow C_2 = -\frac{3}{2h} U_e + \frac{3}{2h} U_e \quad (\text{II.22})$$

$$C_2 = 0$$

Donc l'équation (III .13) devient ;

$$U_{(y)} = \frac{-3}{2} \left(\frac{y^2}{h^2} U_e \right) + \frac{3}{2h} U_e \Rightarrow U_{(y)} = \frac{3}{2} U_e \left[1 - \frac{y^2}{h^2} \right] \quad (\text{II.23}) \quad 11$$

b) L'équation d'énergie :

$$\rho c_p \left[\frac{dT}{dt} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right] = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.24})$$

On pose ; $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$

$$\left[\frac{dT}{dt} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right] = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.25})$$

II-5-Discretisation des équations de base de la Méthode des différences finis :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}}{\Delta x^2}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta y^2}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial x} &= \frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\Delta x} \\ \frac{\partial T}{\partial t} &= \frac{T_{i,j} - T_{i,j}^0}{\Delta t} \\ &= \frac{T_{i,j} - T_{i,j}^0}{\Delta t} + u \left(\frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\Delta x} \right) \\ &= \alpha \left(\frac{T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}}{\Delta x} + \frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{\Delta y} \right) \\ &= \left(1 + \frac{u\Delta t}{\Delta x} + \frac{2\alpha\Delta t}{\Delta x} + \frac{2\alpha\Delta t}{\Delta y} \right) T_{i,j} \\ &= \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta x} + \frac{u\Delta t}{\Delta x} \right) T_{i-1,j} + \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta x} \right) T_{i+1,j} + \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta y} \right) T_{i,j-1} \\ &+ \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta y} \right) T_{i,j+1} + T_{i,j}^0 \end{aligned}$$

Donc :

$$a = \left(1 + \frac{u\Delta t}{\Delta x} + \frac{2\alpha\Delta t}{\Delta x} + \frac{2\alpha\Delta t}{\Delta y} \right)$$

$$b = \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta x} + \frac{u\Delta t}{\Delta x} \right)$$

$$c = \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta x} \right)$$

$$d = \left(\frac{\alpha\Delta t}{\Delta y} \right)$$

Finalement :

$$a T_{i,j} = b T_{i-1,j} + c T_{i+1,j} + d T_{i,j-1} + d T_{i,j+1} + T_{i,j}^0$$

$$T_{i,j} = \{b T_{i-1,j} + c T_{i+1,j} + d T_{i,j-1} + d T_{i,j+1} + T_{i,j}^0\}/a[14]$$

II-5-3- Algorithme :

La Figure II.4 représente l'organigramme de notre programmation avec Matlab du problème proposé, toujours on utilise le type d'organigramme, puisqu'avec le logiciel on peut écrire notre code en Matlab avec toutes les données et les conditions aux limites.

On peut expliquer l'organigramme de la Figure III.6 ; comme suivant :

Etape 1 : déclarer les donnée directement en programme Matlab ($T_{fe}, T_p, u, dt, dx, dy$)

Etape 2 : il faut calculer l'équation analytique de la vitesse $U_{i,j}$ (pour fluide froid).

Etape 3 : calcule les coefficients de l'équation algébrique

Etape 4 : Faire une boucle de l'itération pour cette équation.

- résoudre l'équation d'énergie

Etape 5 : il faut faire le test de la convergence $|T_{ancien} - T_{nouvel}| \leq ebs$;

- Si le test réalisé donc on atteint les résultats.

- Si non, on retourne à l'étape 4.

Etape 6 : calcule le champ thermique avec le pas du temps dt.

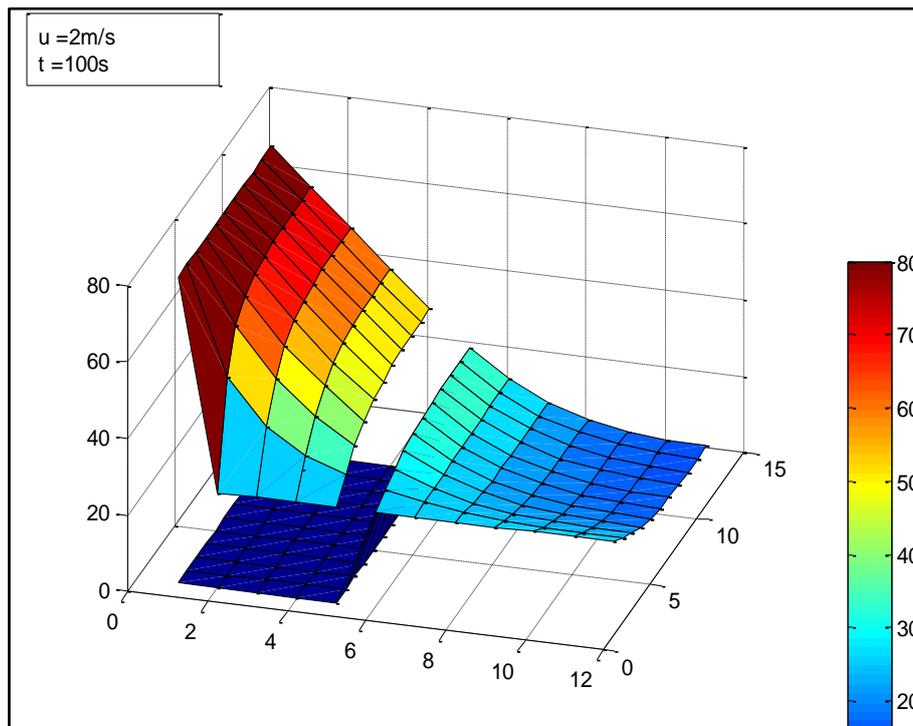


Figure II.4 : l'organigramme de notre programmation avec Matlab.

II-6-Conclusion :

Dans ce deuxième chapitre, nous avons développé une méthode d'analyse et de calcul du Comportement thermique de conduction dans un système linéaire. Nous avons commencé par définir les équations qui définissent la conduction de la chaleur en régime constant pour plaque.

Aussi, résoudre les équations aux dérivées partielles, en développant un code de calcul Sous l'environnement MATLAB. Les résultats de ce chapitre serviront dans le calcul de la fonction à estimer ou bien l'inconnue qui est définie dans notre mémoire comme la conductivité thermique et flux de chaleur dans la suite de cette étude.

Chapitre III : Résultats et discussions

III-1- L'effet de vitesse de fluide :

Tableau III.1 : Propriétés physiques de la paroi solide et de l'eau et différentes vitesses de fluide.

u	temps	Paroi en acier doux	Fluide (eau)
2 m/s	100 s	$\lambda=59$	$\lambda=0.6$
0.2 m/s	100 s	$\rho=7849$	$\rho=1001$
0.002 m/s	100 s	$c_p=460$	$c_p=4182$

Les

figures III-1- présentent la distribution de la température entre la paroi solide et le fluide froid, bien sur chaque figure montre que cette distribution avec différentes vitesses de fluide. Selon notre programme on trouve que ou la vitesse de l'écoulement de fluide est faible le change thermique entre la paroi solide et le fluide est fort.

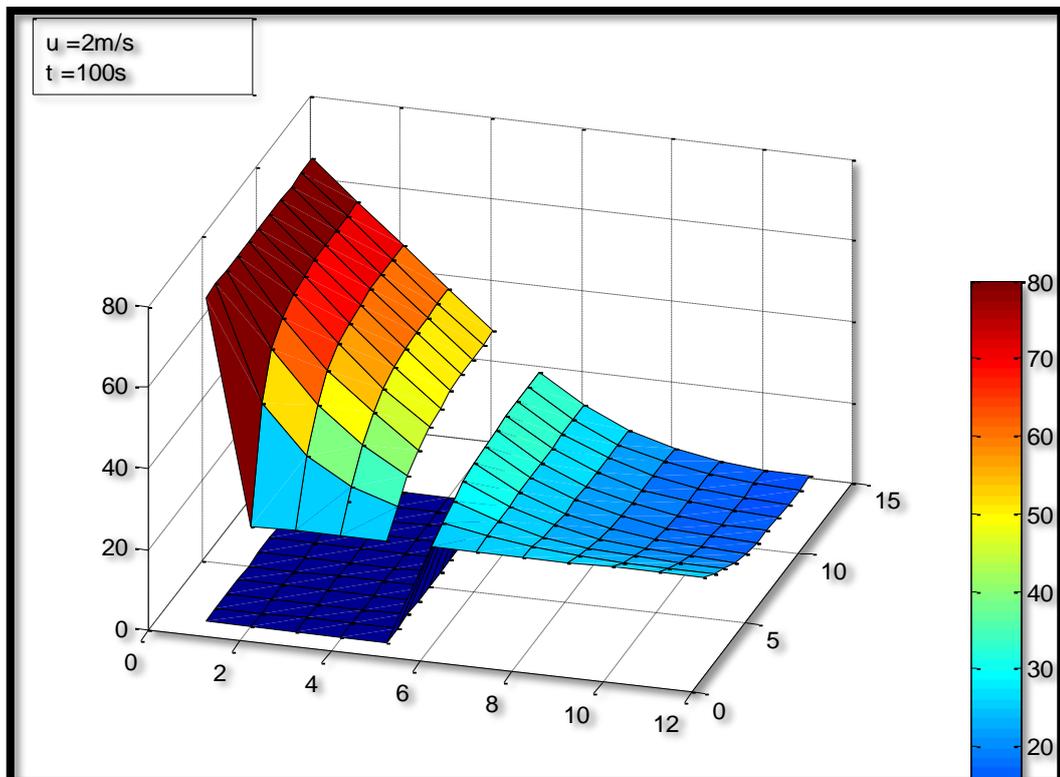


Figure III.1 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à vitesse $u = 2$ m/s.

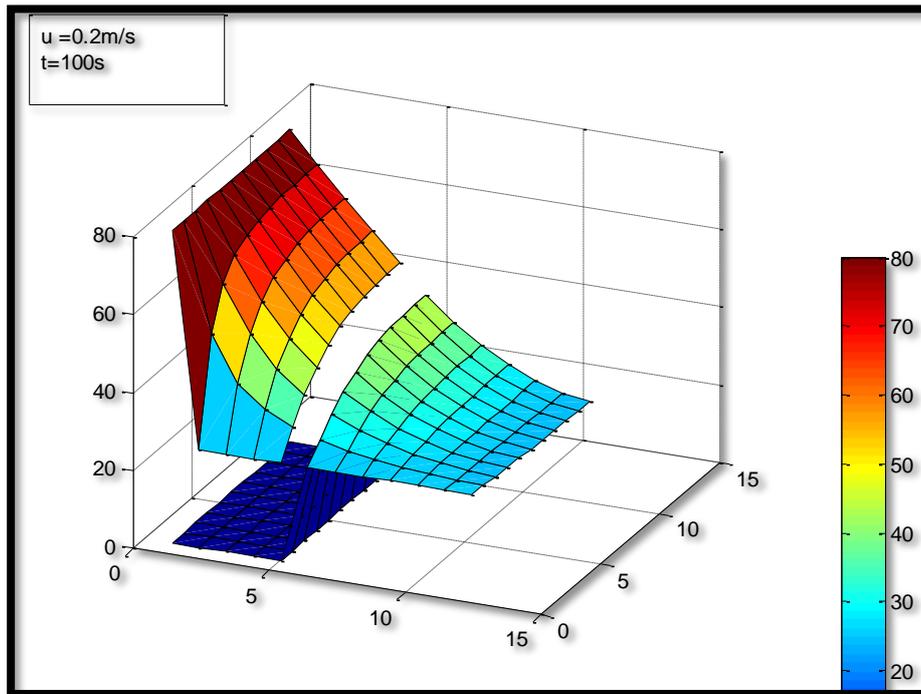


Figure III.2 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à vitesse $u = 0.2 \text{ m/s}$.

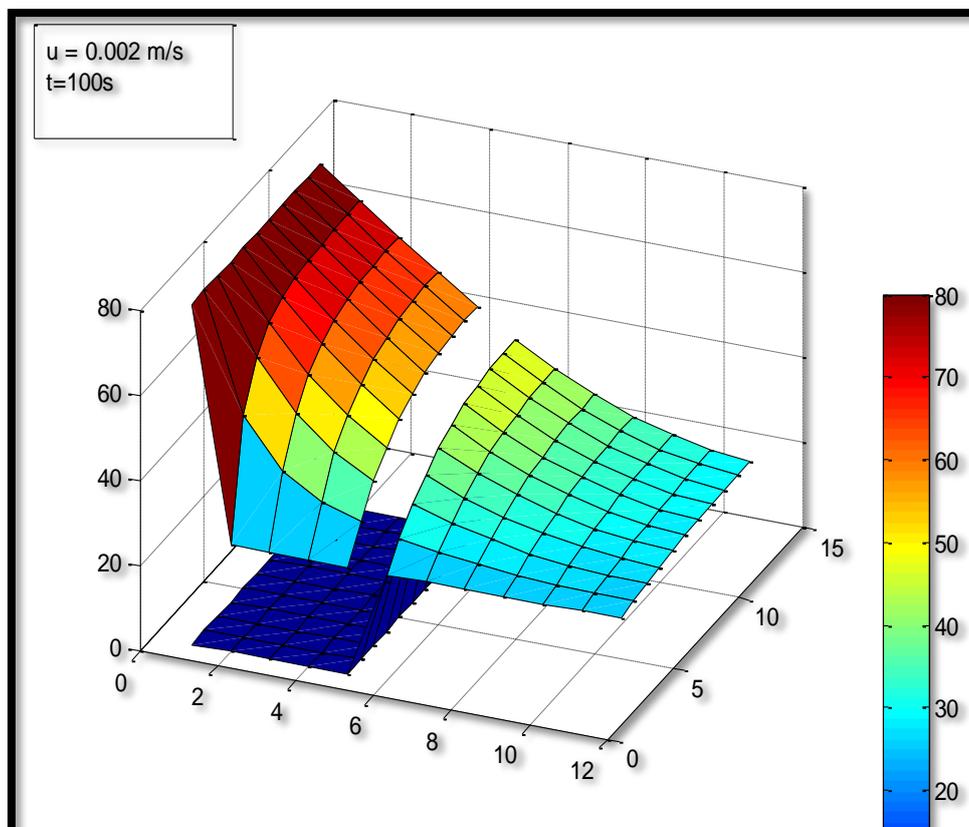


Figure III.3 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à vitesse $u = 0.002 \text{ m/s}$

III-2-L'effet du temps :

Tableau III.2: Propriétés physiques de la paroi solide et de l'eau et différents temps

U	temps	Paroi en acier doux	Fluide (eau)
0.002 m/s	5 s	$\lambda=59$	$\lambda=0.6$
0.002 m/s	50 s	$\rho=7849$	$\rho=1001$
0.002 m/s	500 s	$c_p=460$	$c_p=4182$

Les figures III.4

présentent le transfert thermique entre la paroi solide et le fluide froid, bien sur chaque figure montre que ce transfert thermique avec différents temps. Selon notre travail, on trouve que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du temps. Par exemple à la figure III.4 avec le temps $t = 5$ s le transfert ne commence pas, et en la figure III.7 à $t = 1000$ s on trouve la température de sortie de fluide est presque $T_{FS} = 48$ °C. et à la figure III.9 à $t = 5000$ s la température de sortie de fluide est $T_{FS} = 56$ °C.

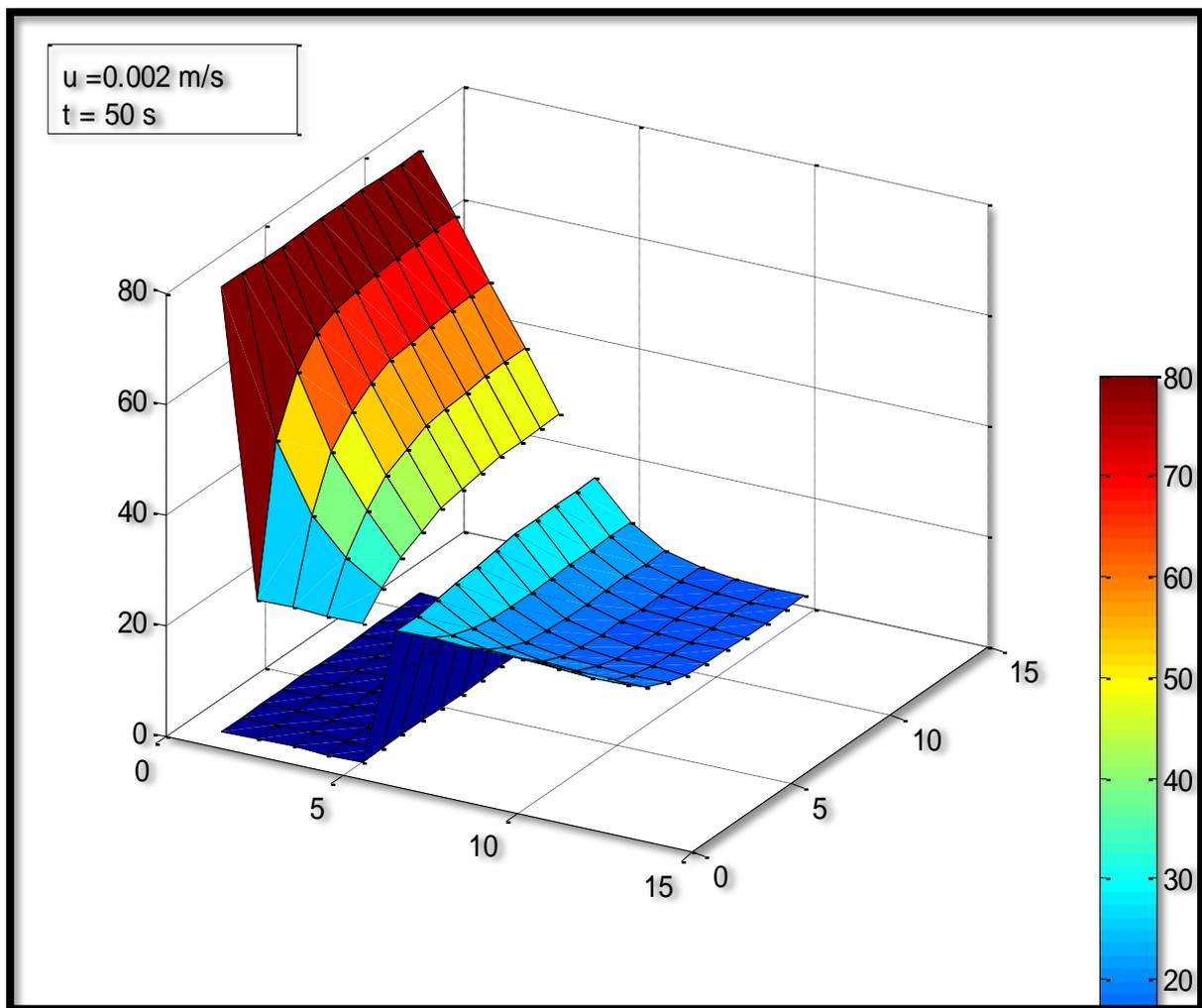


Figure III.4 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 5$ s

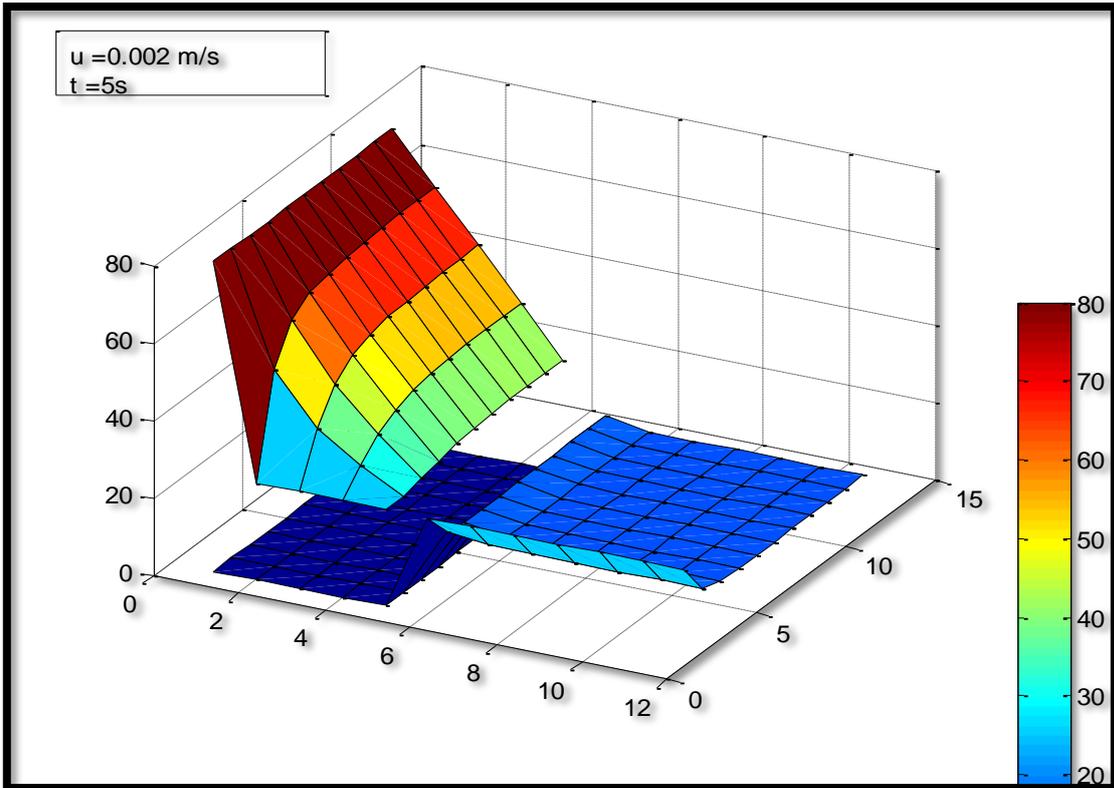


Figure III.5 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 50\text{s}$

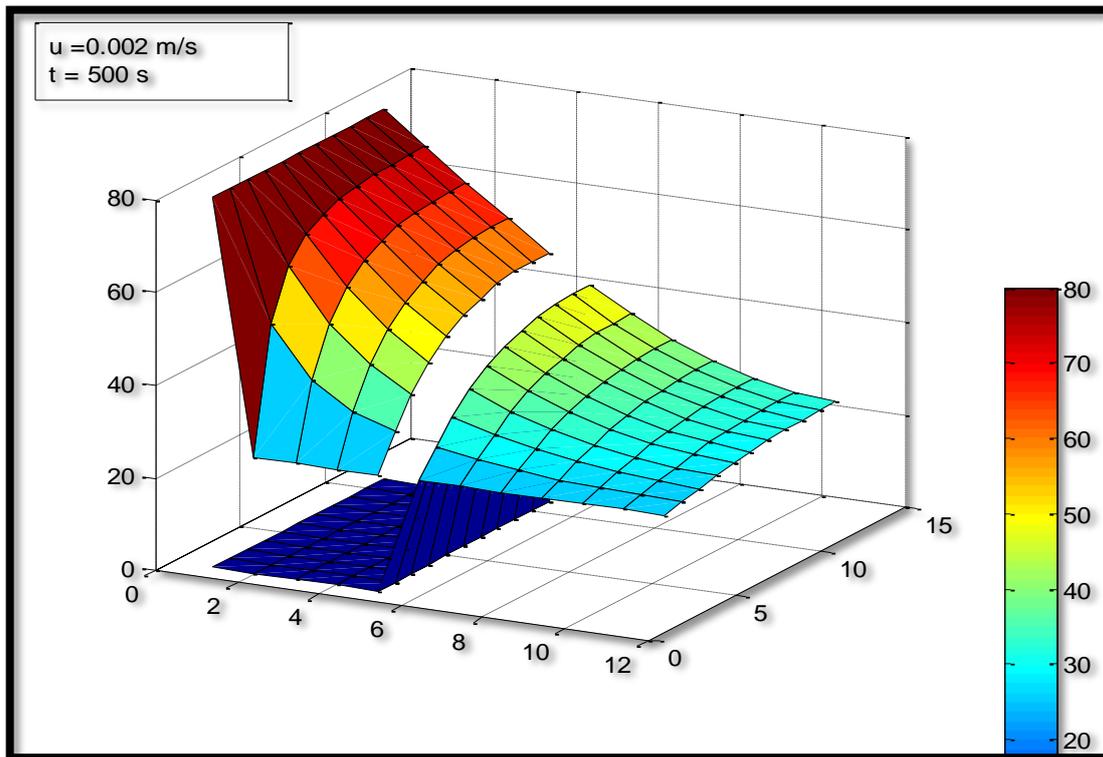


Figure III.6 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 500\text{s}$

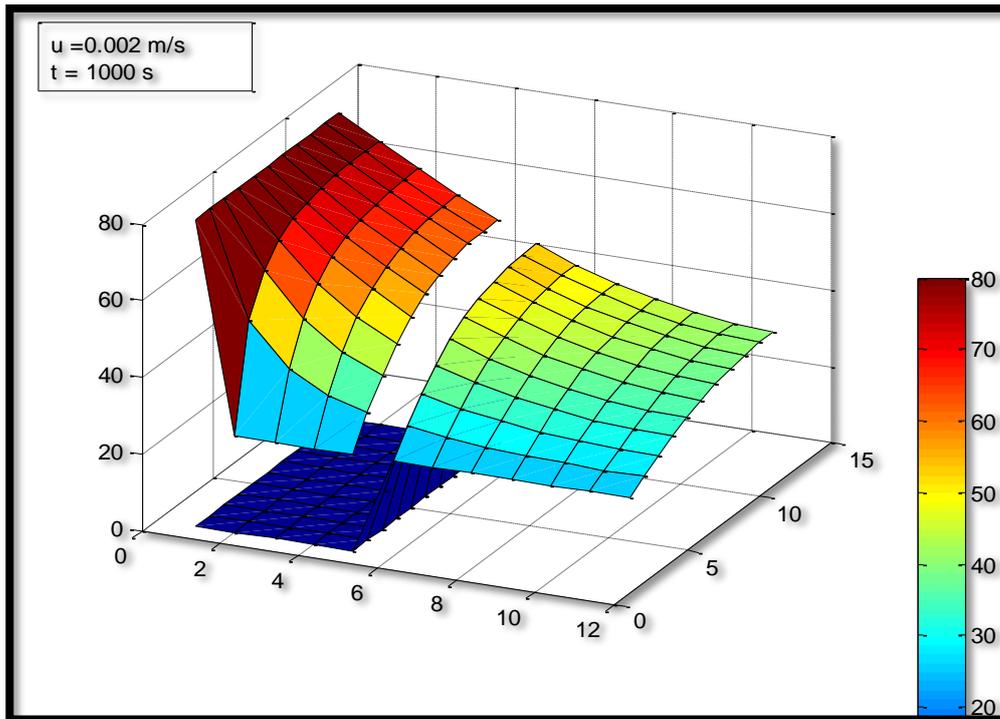


Figure III.7 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 1000$ s

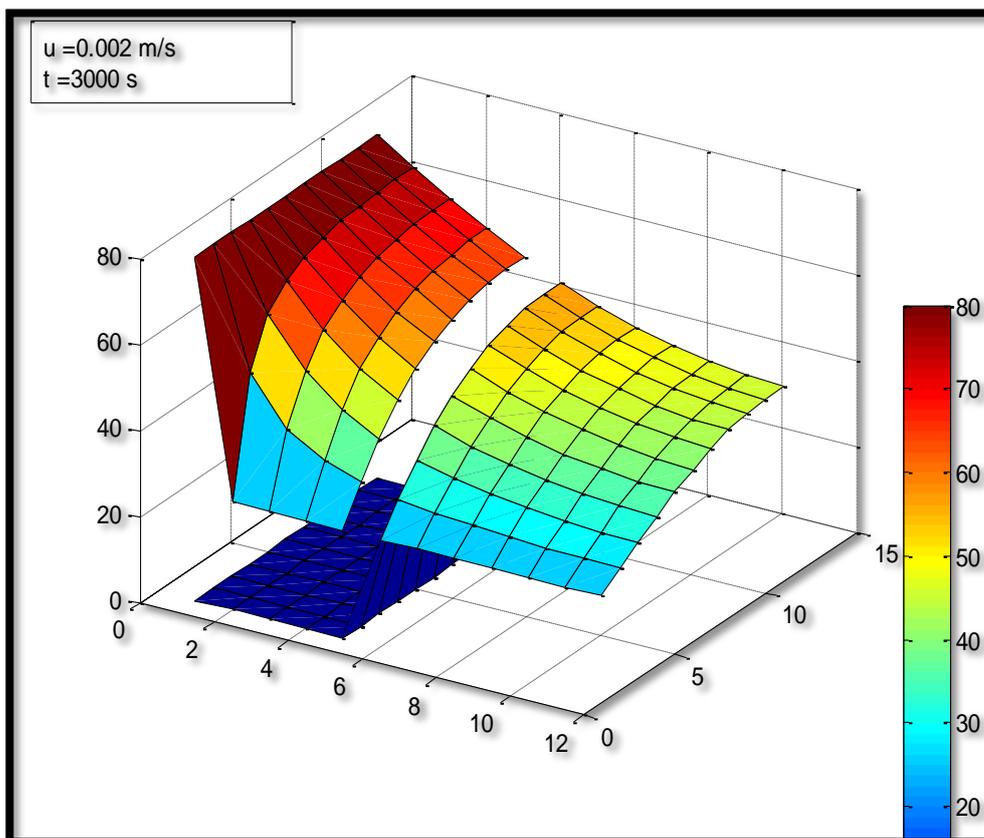


Figure III.8 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 3000$ s

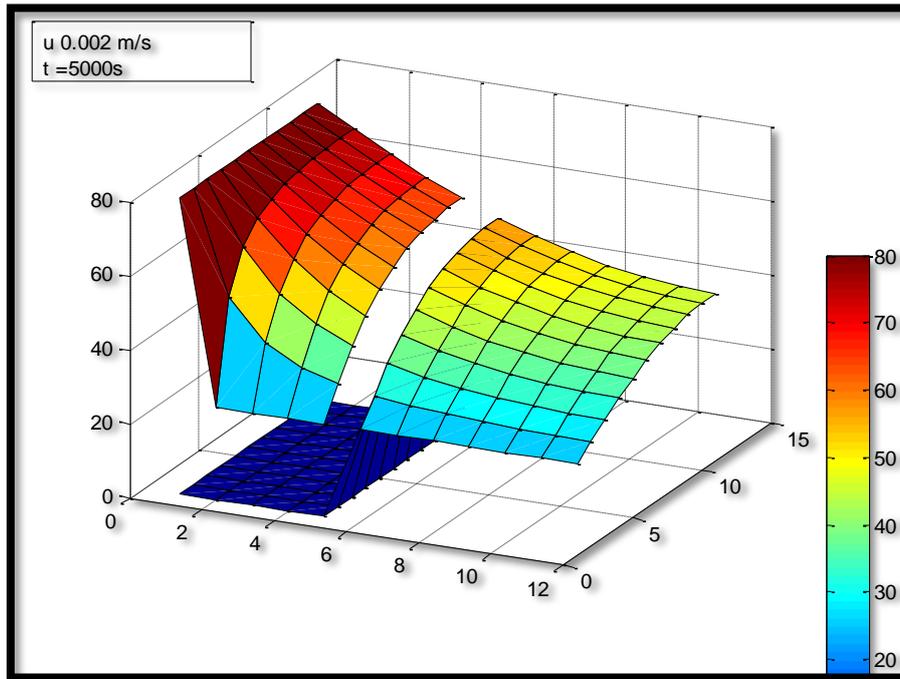


Figure III.9 : Evolution de la température entre la paroi solide et le fluide à temps $t = 5000s$

III-3- L'effet du métal de la paroi solide :

Tableau III.3 : Différentes Propriétés physiques de la paroi solide.

	Acier doux	cuivre	Aluminium
λ	59	400	160
ρ	7849	8700	2700
cp	460	385	900
U = 0.002m/s ; t = 500s			

Les figures III.10 présentent le champ thermique entre la paroi solide et le fluide froid, cette fois-ci chaque figure montre que ce champ thermique avec différentes propriétés physiques de la paroi solide (c-à-d : on prend trois type : paroi en acier doux-aluminium et le cuivre). Donc notre but dans cette partie est de savoir sur quelle est le métal avec lequel faire un bon échangeur de chaleur.

D'après notre investigation, on trouve qu'avec la paroi en cuivre le champ thermique est plus important par rapport les deux méta.

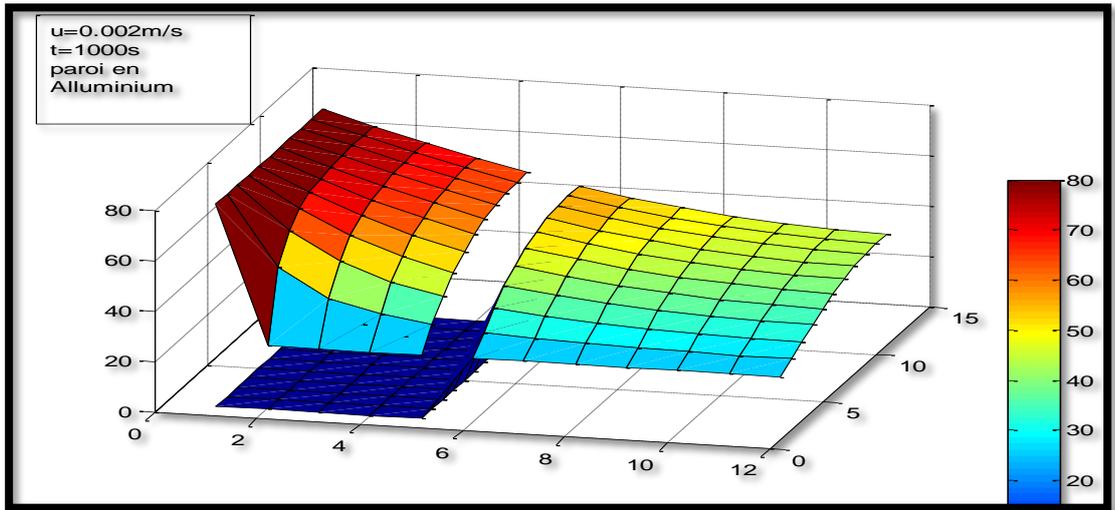


Figure III.10 : Evolution de la température entre la paroi solide (paroi en acier doux) et le fluide

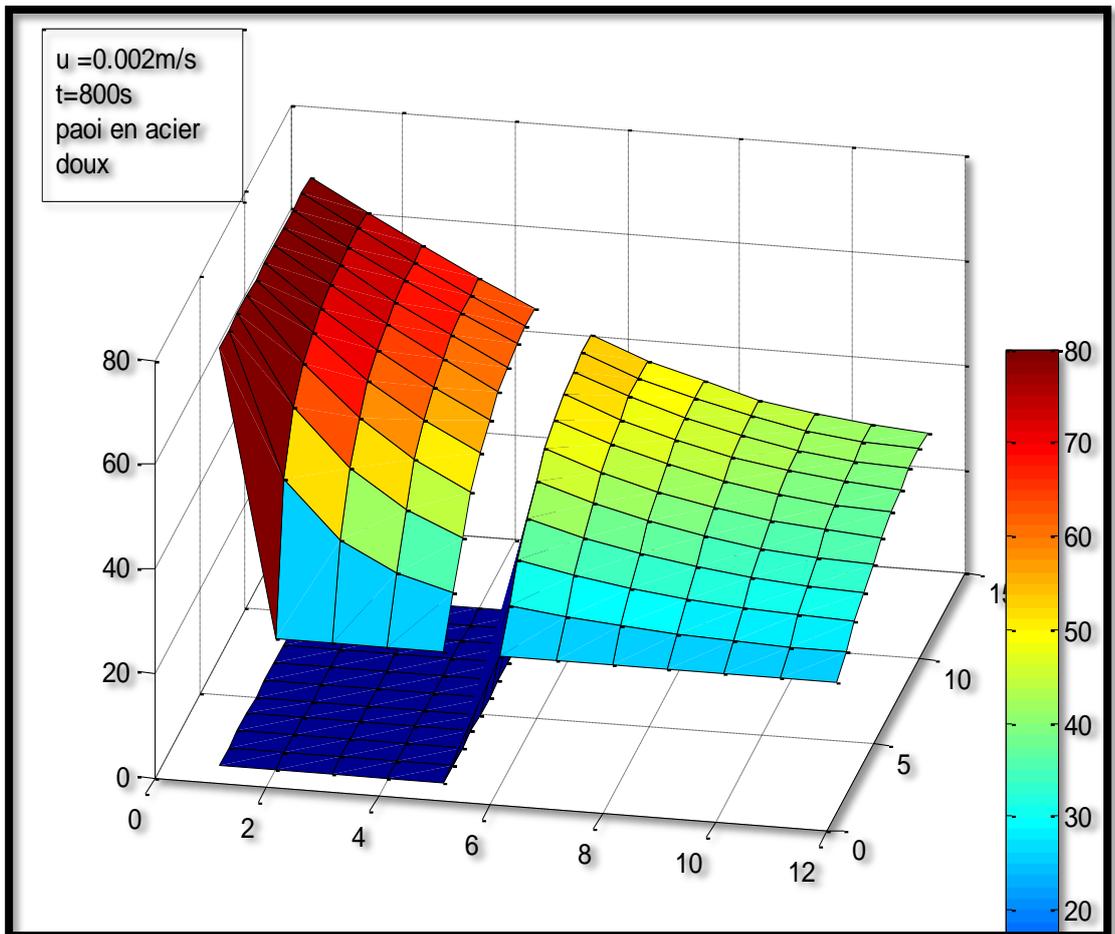


Figure III.11 : Evolution de la température entre la paroi solide (paroi en aluminium) et le fluide

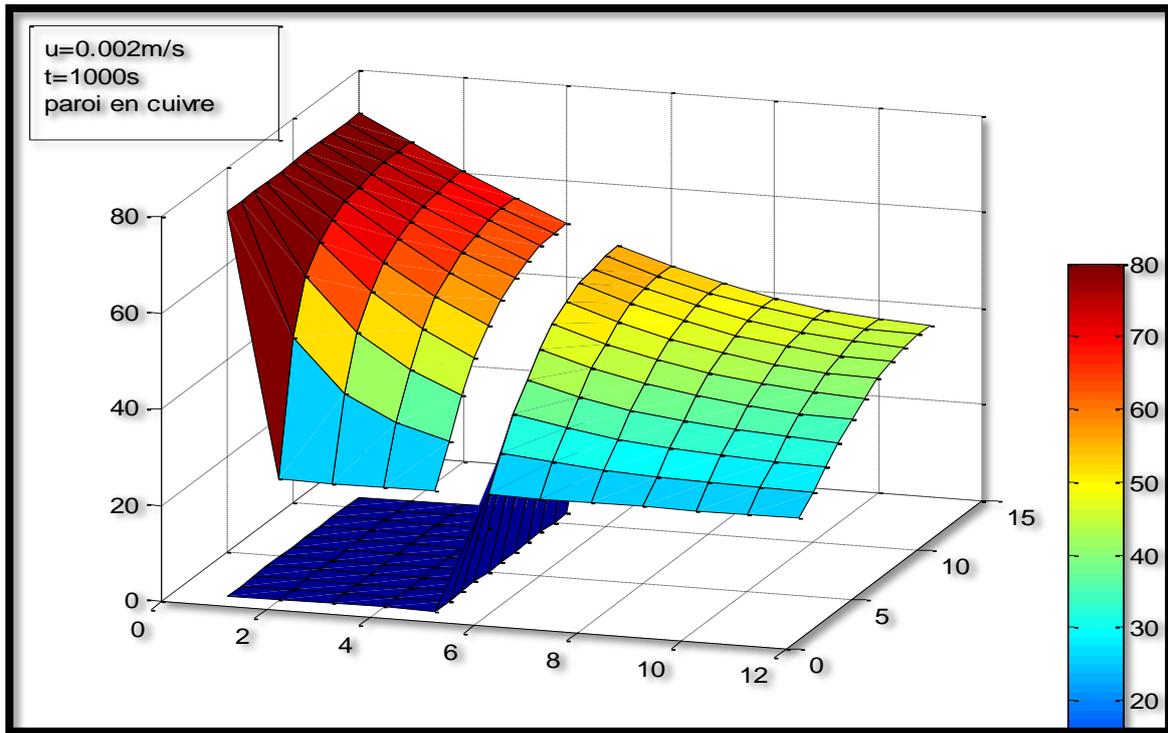


Figure III.12 : Evolution de la température entre la paroi solide (paroi en cuivre) et le fluide.

III-4-Discussion :

Dans ce chapitre, nous avons étudié l'effet de la vitesse du fluide sur les échanges thermiques entre la paroi solide et le fluide. En analysant les résultats présentés dans le tableau III.1 et les figures III-1, III-2 et III-3, nous pouvons tirer plusieurs conclusions intéressantes.

Tout d'abord, nous avons constaté que la vitesse du fluide joue un rôle crucial dans les échanges thermiques. Lorsque la vitesse d'écoulement du fluide est faible, le transfert de chaleur entre la paroi solide et le fluide est plus important. Cela peut être observé dans la figure III.2, où la vitesse du fluide est de 0.2 m/s, et dans la figure III.3, où la vitesse est de 0.002 m/s. Dans les deux cas, nous pouvons voir que la différence de température entre la paroi solide et le fluide est plus élevée par rapport à la figure III.1, où la vitesse du fluide est de 2 m/s.

Ensuite, nous avons également étudié l'effet du temps sur les échanges thermiques. À partir des résultats présentés dans le tableau III.2 et les figures III.4 à III.9, nous pouvons observer que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du temps. Par exemple, à la figure III.4 avec un temps de 5 s, le transfert thermique ne commence pas encore, tandis qu'à la figure III.7 avec un temps de 1000 s, la température de sortie du fluide est d'environ 48°C. À la figure III.9, à un temps de 5000 s, la température de sortie du fluide atteint 56°C. Cela suggère que plus le temps de contact entre la paroi solide et le fluide est long, plus les échanges thermiques sont importants.

Enfin, nous avons examiné l'effet du matériau de la paroi solide sur les échanges thermiques. Les données présentées dans le tableau III.3 et les figures III.10 à III.12 montrent les résultats pour différents matériaux de paroi solide (acier doux, cuivre et aluminium). Nous avons constaté que le cuivre offre les meilleures performances en termes d'échanges thermiques par rapport aux deux autres métaux. Cela peut être observé dans la figure III.12, où la distribution de la température entre la paroi en cuivre et le fluide est plus significative que dans les figures III.10 et III.11 pour l'acier doux et l'aluminium respectivement.

En conclusion, ce chapitre met en évidence l'importance de la vitesse du fluide, du temps et du matériau de la paroi solide dans les échanges thermiques. Ces résultats peuvent être utiles dans la conception d'échangeurs de chaleur plus efficaces, en sélectionnant des vitesses de fluide appropriées, en optimisant les temps de contact et en choisissant les matériaux adéquats pour les parois solides.

Conclusion générale

Cette étude a permis d'analyser les problèmes de conduction et de convection forcée dans un échangeur de chaleur en utilisant la méthode des différences finies et le logiciel MATLAB. Les résultats obtenus ont fourni une compréhension approfondie des phénomènes de transfert de chaleur et de la distribution de température dans l'échangeur.

L'application de la méthode des différences finies a permis de modéliser de manière précise et efficace les équations de conduction et de convection forcée, en prenant en compte les conditions aux limites et les propriétés des matériaux. Les simulations réalisées ont démontré que cette approche était capable de reproduire avec précision le comportement thermique de l'échangeur de chaleur.

L'analyse des résultats a révélé l'importance des différents paramètres impliqués dans le processus de transfert de chaleur, nous avons constaté que la vitesse du fluide joue un rôle crucial dans les échanges thermiques. Lorsque la vitesse d'écoulement du fluide est faible, le transfert de chaleur entre la paroi solide et le fluide est plus important. Cela peut être observé dans la figure III.2, où la vitesse du fluide est de 0.2 m/s, et dans la figure III.3, où la vitesse est de 0.002 m/s. Dans les deux cas, nous pouvons voir que la différence de température entre la paroi solide et le fluide est plus élevée par rapport à la figure III.1, où la vitesse du fluide est de 2 m/s.

Ensuite, nous avons également étudié l'effet du temps sur les échanges thermiques. À partir des résultats présentés dans le tableau III.2 et les figures III.4 à III.9, nous pouvons observer que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du temps. Par exemple, à la figure III.4 avec un temps de 5 s, le transfert thermique ne commence pas encore, tandis qu'à la figure III.7 avec un temps de 1000 s, la température de sortie du fluide est d'environ 48°C. À la figure III.9, à un temps de 5000 s, la température de sortie du fluide atteint 56°C. Cela suggère que plus le temps de contact entre la paroi solide et le fluide est long, plus les échanges thermiques sont importants.

Enfin, nous avons examiné l'effet du matériau de la paroi solide sur les échanges thermiques. Les données présentées dans le tableau III.3 et les figures III.10 à III.12 montrent les résultats pour différents matériaux de paroi solide (acier doux, cuivre et aluminium). Nous avons constaté que le cuivre offre les meilleures performances en termes d'échanges thermiques par rapport aux deux autres métaux. Cela peut être observé dans la figure III.12, où la distribution de la température entre la paroi en cuivre et le fluide est plus significative que dans les figures III.10 et III.11 pour l'acier doux et l'aluminium respectivement.

Cette étude a également souligné l'importance de l'optimisation de la conception de l'échangeur de chaleur afin d'améliorer son efficacité. Les simulations numériques ont permis de comparer différentes configurations et de déterminer les meilleures conditions de fonctionnement. Ces informations sont précieuses pour les ingénieurs et les concepteurs

CONCLUSION GÉNÉRALE

d'échangeurs de chaleur, car elles permettent de prendre des décisions éclairées lors du processus de conception.

En résumé, l'utilisation de la méthode des différences finies avec le logiciel MATLAB s'est avérée être un outil puissant et efficace pour l'analyse des problèmes de conduction et de convection forcée dans un échangeur de chaleur. Les résultats obtenus fournissent des informations précieuses pour améliorer la conception et les performances de ces systèmes, contribuant ainsi à une utilisation plus efficace de l'énergie et à des processus industriels plus performants.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] <https://hmf.enseeiht.fr/travaux/bei/beiep/content/g21/i-phenomene-convection> (2019) .
- [2]AMZAL M, CHERIFI T mémoire fin d'étude master 2, ETUDE COMPARATIVE DES TROIS MODELS D'ECHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUES PAR SIMULATION NUMERIQUE, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou 65 pages.
- [3]<https://hmf.enseeiht.fr/travaux/bei/beiep/content/g21/i-phenomene-convection> (2019)
- [4] UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA thème Analyse thermique des ailettes détermination des profils de températures et des rendements de quelques formes géométriques simple 2018, P2
- [5] Thulukkanam, K. (2012). Heat Exchanger Design Handbook. CRC Press.
- [6] M. Kaviany (2022) Principles of Heat Transfer in Porous Media" (Principes du transfert de chaleur dans les milieux poreux) .
- [7] "Heat Transfer" (Transfert de chaleur) par J.P. Holman.
- [8]<http://www.howden.com/fr/Library/HowThingsWork/RotaryHeaters/default.htm>
- [9]See Yoon Chung, Hyung Jin Sung, Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow, Part 2: Heat transfer, International Journal of Heat and Fluid Flow, 24 (2003) 399–411.
- [10]<https://hmf.enseeiht.fr/travaux/bei/beiep/content/g21/i-phenomene-convection> (2019) .
- [11]"Heat Exchangers: Selection, Design, and Construction" by Sadik Kakaç, Hongtan Liu, and Anchasa Pramuanjaroenkij .
- [12]<https://www.futura-sciences.com/sante/definitions/medecine-rayonnement-2832/> (2019).
- [13]Morton, K. W., & Mayers, D. F. (2005). Numerical Solution of Partial Differential Equations: An Introduction. Cambridge University Press.

BIBLIOGRAPHIE

- [14]**LeVeque**, R. J. (2007). Finite Difference Methods for Ordinary and Partial Differential Equations: Steady-State and Time-Dependent Problems. SIAM.