

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA  
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Technologie

Département : Génie mécanique

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master

Thème :

**SIMULATION THERMODYNAMIQUE D'UN ÉCHANGEUR DE  
CHALEUR À PLAQUES À COURANTS CROISÉS**

Présenté par : ZAIME HOUYEM

Encadreur : MZAD H.

Professeur

Université Badji Mokhtar Annaba

Jury de Soutenance :

SARI Mohamed Rafik	Professeur	U.B.M.A.	Président
MZAD Hocine	Professeur	U.B.M.A.	Encadrant
MECHIGHEL Farid	Professeur	U.B.M.A.	Examinateur

Année Universitaire : 2024/2025

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِيْمِ

## ***Remerciements***

*En premier lieu, je remercie dieu, l'éternel et le tout puissant qui m'a illuminé, donné le courage et la patience pour réaliser ce travail.*

*Je tiens, aussi, à remercier énormément « Mr Mzad Hocine » pour son encadrement, ses judicieux conseils, sa permanente disponibilité et qui n'a pas hésité de partager ses connaissances avec moi.*

*Et enfin j'exprime ma profonde gratitude aux membres du jury d'avoir accepté d'examiner mon travail, ainsi qu'à toute l'équipe pédagogique qui a contribué à ma formation.*

## **Dédicaces**

*Je dédie ce modeste travail à ceux qui ont marqué ma vie et soutenu mon parcours avec amour, patience et bienveillance.*

*À **mon père**, source de sagesse et de force, et à **ma mère**, symbole d'amour inconditionnel et de tendresse infinie. Merci pour vos prières, votre confiance et votre soutien constant.*

*À **mon époux bien-aimé, Mohamed Ali**, merci pour ton soutien constant, ton amour et ta patience qui m'ont accompagné tout au long de ce parcours.*

*À **ma fille Sadane**, mon trésor le plus précieux, ma lumière au quotidien, qui m'a donné la force d'aller toujours plus loin.*

*À **ma sœur Iman**, pour sa présence apaisante, ses mots réconfortants et son amour fraternel sincère.*

*À **ma chère amie Sana**, dont l'amitié fidèle m'a portée dans les moments de doute et de fatigue. Merci pour ta générosité de cœur.*

*À **mon beau père**, pour sa bonté, son respect et son soutien constant.*

*Et enfin, en hommage à **ma belle-mère Amel**, que Dieu ait son âme. Son souvenir reste gravé dans mon cœur avec tendresse et respect.*

*À vous tous, cette réussite vous appartient. Merci, du fond du cœur.*

## Résumé

L'échangeur de chaleur joue un rôle essentiel dans les sociétés industrielles en tant que point central de toutes les transformations énergétiques. L'objectif de cette étude est d'optimiser le transfert thermique dans un échangeur de chaleur à plaques en réalisant une simulation numérique tridimensionnelle de l'écoulement de l'eau (chaude et froide) à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics. Les résultats obtenus indiquent que l'échangeur à plaques avec un écoulement à courant-croisés offre des performances supérieures en matière de transfert de chaleur.

## Abstract:

The heat exchanger plays a vital role in industrial societies as a central point for all energy transformations. The aim of this study is to enhance heat transfer in a plate heat exchanger by performing a three-dimensional numerical simulation of water flow (hot and cold) using COMSOL Multiphysics software. The results indicate that the plate heat exchanger with cross-flow configuration provides superior performance in heat transfer.

## الملخص:

يلعب المبادل الحراري دوراً حيوياً في المجتمعات الصناعية كنقطة مركزية لجميع تحويلات الطاقة. هدف هذه الدراسة هو تحسين نقل الحرارة في المبادل الحراري ذو صفائح من خلال إجراء محاكاة رقمية ثلاثة الأبعاد لتدفق الماء (الساخن والبارد) باستخدام برنامج COMSOL Multiphysics. تشير النتائج إلى أن المبادل الحراري ذو صفائح بتدفق متعاكس يقدم أداءً فائقاً في نقل الحرارة.

# ***Sommaire***

*Remerciements*

*Dédicaces*

Résumé

Abstract

الملخص

*Sommaire*

Liste des abréviations

Listes des Figures

Listes des Tableaux

**Introduction générale** 2

**Chapitre I : Généralité sur les échangeurs de chaleurs** 4

I.1 Introduction 5

I.2 Définition de l'échangeur de chaleur 6

I.3 Notions fondamentale 6

I.4 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur 6

I.5 Type de contact 7

I.6 Classification des échangeurs 7

I.6.1 Classement technologique 7

I.6.2 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange 7

I.6.3 Classement suivant la compacité de l'échangeur 7

I.6.4 Classement fonctionnel 8

I.6.5 Classement suivant le mode de transfert de chaleur 8

I.6.6 Classement suivant les types d'échange 8

I.6.7 Classement suivant la disposition des écoulements 9

I.6.8 Différents types d'échangeur de chaleur 9

I.7 Mode de transmission de chaleur 15

I.7.1 La conduction 15

I.7.2 La convection 22

I.7.3 Le rayonnement	23
Synthèse du chapitre	25
<b>Chapitre II : Fonctionnement d'un échangeur à plaques</b>	<b>26</b>
II.1 Introduction	27
II.2 Structure de l'échangeur à plaque	28
II.3 Principe de fonctionnement	28
II.4 Types des échangeurs à plaque	29
II.4.1 Echangeur à courant croisés	29
II.4.1.1 Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage	29
II.4.2 Échangeurs à surface primaire	30
II.4.3 Échangeurs à plaques et joints	31
II.4.4 Échangeur Packinox	31
II.5 Utilisation	32
II.6 Avantages et inconvénients d'un échangeur à plaques	32
II.7 Etude d'un échangeur de chaleur	33
II.8 Transfert Thermique	33
II.8.1 Définition	33
II.8.2 Propriétés thermiques des fluides utilisés	34
II.8.3 Puissance thermique	34
II.8.4 Résistance thermique	35
II.8.5 Coefficient d'échange de chaleur	35
II.8.6 Flux de chaleur transféré entre deux fluides	36
II.8.7 Notion de différence de température moyenne logarithmique	36
II.8.8 Estimation des coefficients d'échange par convection forcée $h_c$ et $h_f$	39
II.8.9 Efficacité thermique d'un échangeur	41
II.8.10 Nombre d'unités de transfert NUT	42
<b>Chapitre III : Simulation d'un échangeur à plaques à courants croisés</b>	
III.1 Historique de comsol	45
III.2 Présentation de COMSOL Multiphysics	45
III.3 Simulation d'un échangeur de chaleur à plaques à courants croisés	46
III.4 Résultat de la simulation	49
III.4.1 résultat de surface température	49

III.4.2 résultat d'iso surface température	52
III.4.3 Résultat de vitesse	55
III.4.4 Résultat de pression	58
III.4.5 Diagramme de la viscosité dynamique	61
III.4.6 Diagramme de la capacité calorifique	61
III.4.7 Diagramme de la Masse Volumique	62
III.5 Discutions des résultats	62
III.5.1 Température	62
III.5.2 La vitesse	63
III.5.3 la pression	63
III.5.4 la viscosité dynamique	63
III.5.5 la capacité calorifique	63
III.5.6 la Masse Volumique	64
<b>Conclusion générale</b>	<b>66</b>
<b>Références bibliographiques</b>	<b>68</b>

## Liste des abréviations

**NUT** : Nombre d'unité de transfert

**Nu** : Nombre de Nusselt

**Re** : Nombre de Reynolds

**Pr** : Nombre de Prandtl

**Φ** : Le flux de chaleur (W)

**S** : Surface isotherme ( $m^2$ )

**ΔT** : Différence de température ( $^{\circ}$ K,  $^{\circ}$ C)

**T** : Température ( $^{\circ}$ K,  $^{\circ}$ C)

**R** : Résistance thermique (K.W-1)

**K** : coefficient globale de transfert thermique (W.m-2.K-1)

**λ** : conductivité thermique (W.m-1.k-1)

**ε** : épaisseur des parois (m)

**r** : rayon d'un cylindre (m)

**h** : coefficient thermique de convection (W.m-2.K-1)

**Δt** : temps (s)

**hi** : Coefficient de convection intérieur (W.m-2.K-1)

**Di** : Diamètre intérieur (m)

**De** : Diamètre d'équilibre (m)

**μ** : Viscosité dynamique (Pas.s)

**Cp** : Capacité Calorifique (J.Kg-1.K-1)

**hc** : Coefficient de convection au fluide chaud (W.m-2.K-1)

**hf** : Coefficient de convection au fluide froid (W.m-2.k-1)

**ΔTLM** : différence de température logarithmique moyenne ( $^{\circ}$ K,  $^{\circ}$ C)

**M** : débit massique (Kg.h-1)

**Rt** : Résistance thermique des tubes ( $m^2.^{\circ}$ K.W-1)

**Rei** : Résistance d'encrassement intérieur ( $m^2.^{\circ}$ K.W-1)

**Rc** : résistance due au fluide chaud ( $m^2.^{\circ}$ K.W-1)

**f** : coefficient de friction

**L** : la distance total parcourir par le fluid (m)

**ε** : Efficacité de l'échangeur

**Φ\_réel** : Quantité de chaleur (J)

**Φ max** : Quantité de chaleur échangé maximal (W)

**Cmin** : Chaleur massique minimal (KJ.Kg-1)

**Cmax** : chaleur massique maximal (KJ.Kg-1)

### **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

## Listes des Figures

Figure 1 : Schéma-fonctionnement-échangeur-plaques.....	5
Figure 2 : Echangeur monotube en serpentin. ....	9
Figure 3: Échangeur coaxial .....	10
Figure 4: Échangeur platulaire et schéma canaux.....	10
Figure 5: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.....	10
Figure 6: Échangeur Packinox .....	11
Figure 7: Échangeur lamellaire .....	11
Figure 8: Échangeur à spirale .....	12
Figure 9: Échangeur brasé. ....	12
Figure 10 : Échangeur à tube en U.....	13
Figure 11: Échangeur à tête flottante .....	13
Figure 12: Différentes géométries de plaques D'échangeurs à surface primaire .....	14
Figure 13 : Échangeur à plaque et joint. ....	14
Figure 14 : Échangeurs à plaques soudées ou brasées.....	15
Figure 15: Échangeur à plaque tubulaire fixe. ....	15
Figure 16: conductivité thermique .....	16
Figure 17: Conductivité .....	20
Figure 18: la convection.....	22
Figure 19: rayonnement .....	24
Figure 20: Echangeur à plaques.....	27
Figure 21: Structure de l'échangeur à plaque .....	28
Figure 22: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaque.....	29
Figure 23: Exemples d'échangeurs à courants croisés. ....	30
Figure 24: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire. ....	31
Figure 25: Echangeurs à plaques et joints.....	31
Figure 26: Échangeur Packinox .....	32
Figure 27: Puissance thermique .....	35
Figure 28: Distributions des températures le long d'un échangeur .....	37
Figure 29: échangeur à plaque à courant croisés .....	47
Figure 30: les plaques en aluminium .....	48
Figure 31: les Canel de l'eau .....	48
Figure 32: résultat de surface température à T=0 .....	49

Figure 33: résultat de surface température à $T=0.002$ .....	49
Figure 34: résultat de surface température à $T=0.004$ .....	50
Figure 35: résultat de surface température à $T=0.006$ .....	50
Figure 36 résultat de surface température à $T=0.008$ .....	51
Figure 37: résultat de surface température à $T=0.01$ .....	51
Figure 38: résultat d'iso surface température à $T=0$ .....	52
Figure 39: résultat de iso surface température à $T=0.002$ .....	52
Figure 40: résultat de iso surface température à $T=0.004$ .....	53
Figure 41: résultat de iso surface température à $T=0.006$ .....	53
Figure 42: résultat de iso surface température à $T=0.008$ .....	54
Figure 43: résultat de iso surface température à $T=0.01$ .....	54
Figure 44: résultat de vitesse à $T=0$ .....	55
Figure 45: résultat de vitesse à $T=0.002$ .....	55
Figure 46: résultat de vitesse à $T=0.004$ .....	56
Figure 47: résultat de vitesse à $T=0.006$ .....	56
Figure 48: résultat de vitesse à $T=0.008$ .....	57
Figure 49: résultat de vitesse à $T=0.01$ .....	57
Figure 50: résultat de pression à $T=0$ .....	58
Figure 51: résultat de pression à $T=0.002$ .....	58
Figure 52: résultat de pression à $T=0.004$ .....	59
Figure 53: résultat de pression à $T=0.006$ .....	59
Figure 54: résultat de pression à $T=0.008$ .....	60
Figure 55: résultat de pression à $T=0.01$ .....	60
Figure 56 Diagramme de la viscosité dynamique.....	61
Figure 57 : Diagramme de la capacité calorifique .....	61
Figure 58: Diagramme de la masse volumique.....	62

## **Listes des Tableaux**

Tableau 1: conductivité thermique pour quelques matériaux à une température donnée .....	19
Tableau 2: Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleurs à plaques .....	33

# *Introduction générale*

## **Introduction générale :**

Dans de nombreuses entreprises industrielles, les échangeurs de chaleur revêtent une importance économique considérable. On estime que presque toute l'énergie thermique produite ou récupérée transite au moins une fois par un échangeur de chaleur. Ces systèmes thermodynamiques sont omniprésents dans pratiquement toutes les unités industrielles où des processus d'extraction de chaleur sont nécessaires.

Les secteurs industriels concernés sont variés. Par exemple, l'industrie pétrochimique, où les échangeurs de chaleur sont utilisés pour le raffinage du pétrole et le traitement des produits chimiques. De même, dans l'industrie chimique, ces dispositifs sont essentiels pour les réactions exothermiques et endothermiques, tandis que dans la sidérurgie, ils jouent un rôle crucial dans la régulation des températures des fours et des produits finis. Les secteurs du transport, tels que l'aéronautique, la marine et l'automobile, dépendent également fortement des échangeurs de chaleur pour le refroidissement des moteurs et autres systèmes critiques. Enfin, dans les secteurs tertiaires, comme la climatisation et le chauffage, ces échangeurs sont indispensables pour assurer le confort thermique dans les bâtiments et les infrastructures.

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application spécifique dépend de plusieurs facteurs. La température du fluide à traiter est un critère déterminant, tout comme sa pression et ses propriétés physiques, telles que la viscosité et la densité. L'espace disponible pour l'installation de l'échangeur et les conditions de maintenance sont également des considérations importantes. Par exemple, dans des environnements où l'espace est limité, un échangeur compact et facile à entretenir sera privilégié.

L'efficacité des processus de chauffage ou de refroidissement repose en grande partie sur la capacité des échangeurs de chaleur à transférer une quantité maximale d'énergie par unité de surface et par unité de temps. Cette efficacité est obtenue grâce à une conception optimisée qui maximise la surface de contact entre les fluides et améliore la turbulence pour augmenter le transfert thermique. La maîtrise de la conception et du calcul des échangeurs de chaleur est donc essentielle pour garantir leur performance et leur fiabilité.

La simulation a été réalisée à l'aide du logiciel COMSOL

Notre mémoire sera structuré en trois chapitres et une conclusion générale.

- ✓ Le premier chapitre présentera des généralités sur les échangeurs de chaleur, leurs Classifications et les différents types existant.
- ✓ Le deuxième chapitre englobera les formulations mathématiques
- ✓ Le troisième chapitre sera consacré aux résultats de simulation d'un échangeur de chaleur à plaques

*Chapitre I :*

*Généralités sur les échangeurs de chaleur*

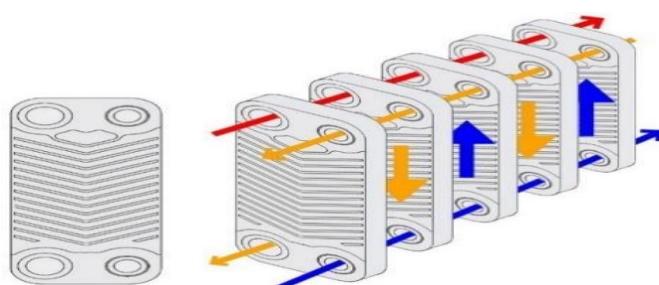
## I.1 Introduction :

Au cœur de nombreux processus industriels, les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial en permettant le transfert d'énergie thermique entre deux fluides distincts, sans les mélanger. Cette technologie ingénieuse s'avère indispensable dans des situations où le refroidissement ou le chauffage direct d'un fluide est complexe ou impossible, comme dans le cas de l'eau d'un circuit de refroidissement primaire d'une centrale nucléaire.

Le principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur repose sur la conduction thermique à travers une surface d'échange séparant les deux fluides. La chaleur s'écoule naturellement du fluide chaud vers le fluide froid, permettant ainsi de modifier leurs températures respectives.

Dans le cycle thermique d'une unité industrielle, les échangeurs de chaleur interviennent à différentes étapes. Ils permettent d'élever la température des fluides d'alimentation, puis de refroidir les produits obtenus à une température adéquate pour leur stockage.

L'optimisation des échanges thermiques est un enjeu majeur pour minimiser les coûts de production. En effet, une grande partie du prix de revient d'un processus industriel est liée à la consommation d'énergie thermique. C'est pourquoi la mise en place d'un circuit de récupération de chaleur entre l'alimentation froide et les effluents chauds de l'installation s'avère cruciale. Ce circuit, constitué d'échangeurs de chaleur tubulaires, permet de récupérer une partie de l'énergie perdue et de la réutiliser, réduisant ainsi considérablement la consom [1]



*Figure 1 : Schéma-fonctionnement-échangeur-plaques*

## **I.2 Définition de l'échangeur de chaleur :**

Les échangeurs de chaleur comme leur nom l'indique sont des dispositifs qui consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique, de manière générale les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi. En sachant que les échangeurs de chaleur doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur pour une grande efficacité thermique. Il est donc primordial que les matériaux composant l'échangeur de chaleur doivent être les plus conducteurs possibles afin de favoriser l'échange thermique [2]

## **I.3 Notions fondamentale :**

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique (diffusion thermique)
- Le rayonnement thermique
- La convection (libre / forcée) Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.[3]

## **I.4 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur :**

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi, le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les flux de chaleurs transférés vont aussi dépendre :

- Des températures d'entrée.
- Des caractéristiques thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique).

- Des coefficients d'échanges par convection [4].

### **I.5 Type de contact :**

- ✓ **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. [5]

### **I.6 Classification des échangeurs :**

#### **I.6.1 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.
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé [6]

#### **I.6.2 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**

On retiendra deux types de paroi :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [7].

#### **I.6.3 Classement suivant la compacité de l'échangeur :**

La compacité est définie par le rapport de l'air de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah propose qu'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  $800 \text{ m}^2 / \text{m}^3$  [8]

#### **I.6.4 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 :

- 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 évaporateurs ou des condenseurs [9].

#### **I.6.5 Classement suivant le mode de transfert de chaleur :**

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [10].

#### **I.6.6 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. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

- **Échangeur avec changement de phase :**

- Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :
- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- 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.

- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état [11].

### I.6.7 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-courants ».
- 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]

### I.6.8 Différents types d'échangeur de chaleur :

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

- (a) **Les échangeurs tubulaires** : Pour des raisons historiques et 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.
- (b) **Échangeur monotube** : Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au-dessous.

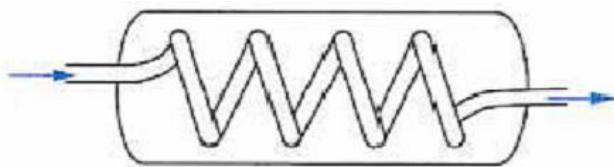


Figure 2 : Echangeur monotube en serpentin.

- (c) **Échangeur coaxial** :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au-dessous [13].

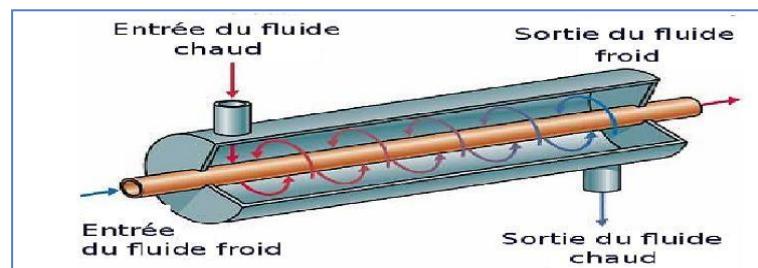


Figure 3: Échangeur coaxial

**(d) Échangeur platulaire :**

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de tabulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés.

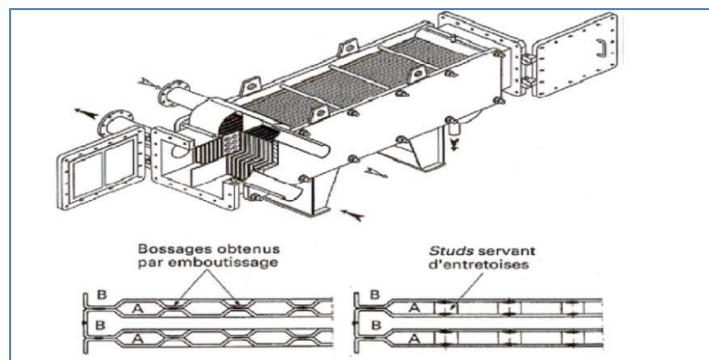


Figure 4: Échangeur platulaire et schéma canaux.

**(e) Échangeur compabloc:**

Il est constitué d'un assemblage de plaques corrigées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

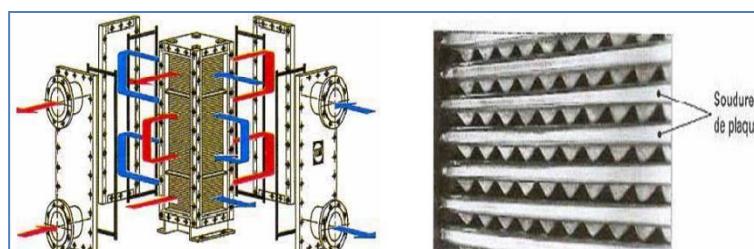
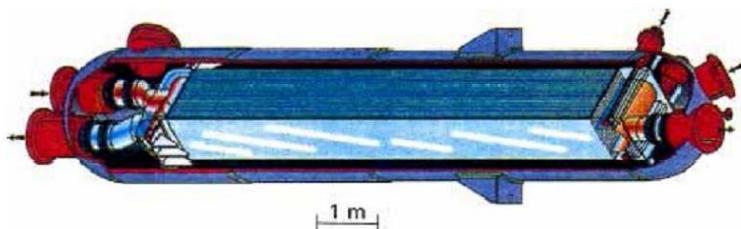


Figure 5: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.

**(f) Échangeur packinox :**

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar.



*Figure 6: Échangeur Packinox*

**(g) Échangeur lamellaire :**

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides.

Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

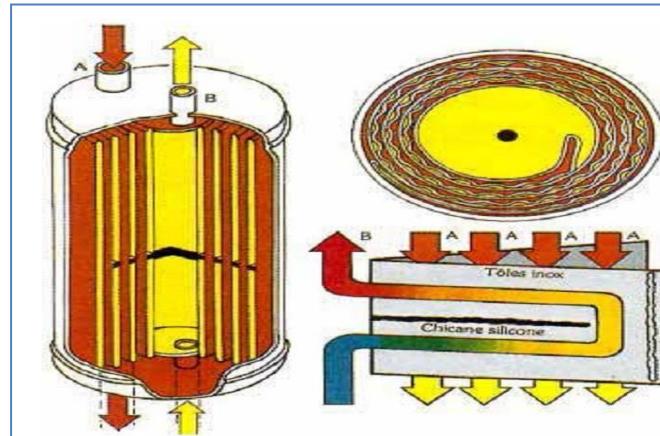


*Figure 7: Échangeur lamellaire*

**(h) Échangeur à spirale :**

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à

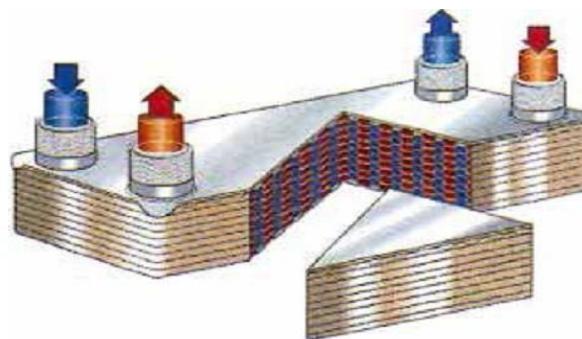
courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [13].



*Figure 8: Échangeur à spirale*

**(i) Échangeur à plaques brassées :**

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.

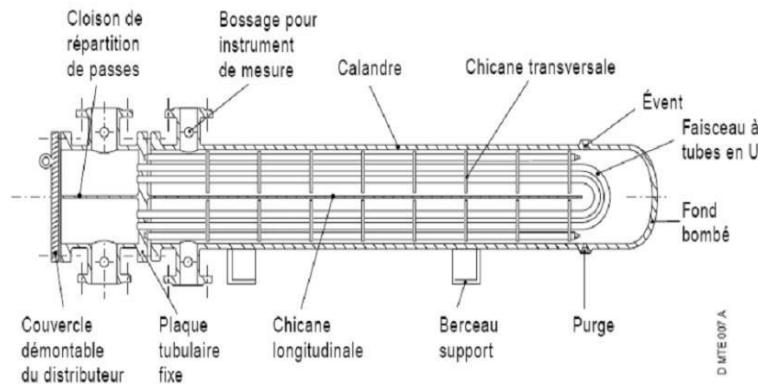


*Figure 9: Échangeur brasé.*

**(j) Échangeur à tube et calendre :**

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire.

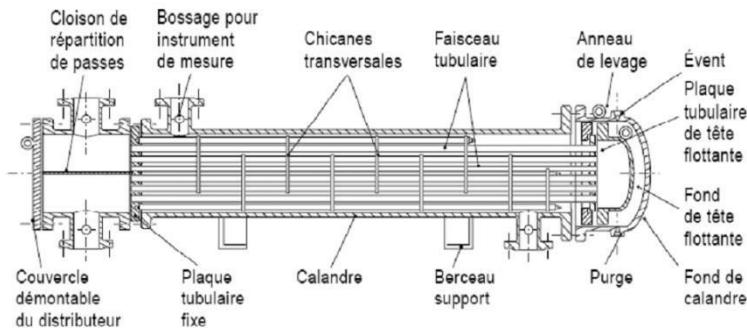
Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [14].



**Figure 10 : Échangeur à tube en U**

#### (k) Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [13].

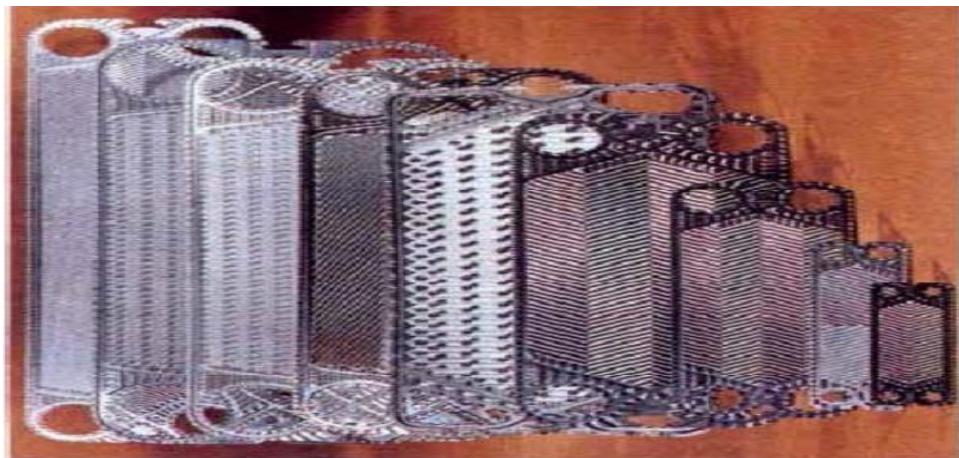


**Figure 11: Échangeur à tête flottante**

#### (l) Echangeur à plaque :

##### a. Échangeurs à surface primaire :

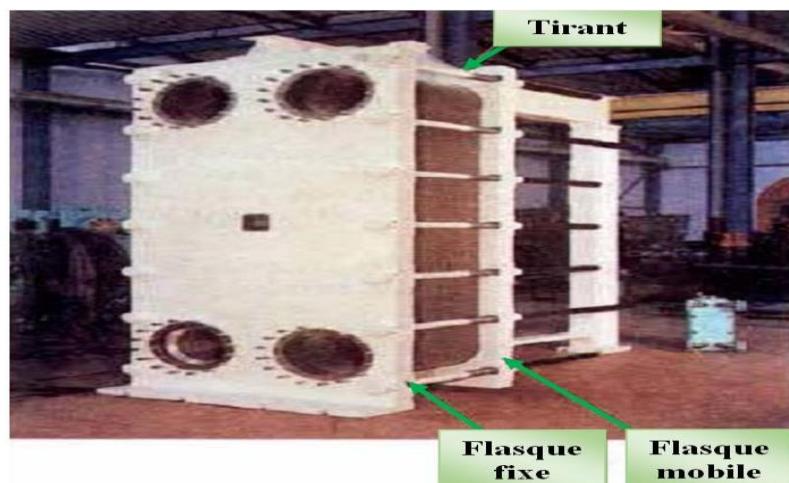
Les échangeurs à surface primariseront constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact. [15]



*Figure 12: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire*

**b. Échangeurs à plaques et joints :**

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.



*Figure 13 : Échangeur à plaque et joint.*

**c. Échangeurs à plaques soudées ou brasées :**

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type [13].



Figure 14 : Échangeurs à plaques soudées ou brasées.

#### d. Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [13].

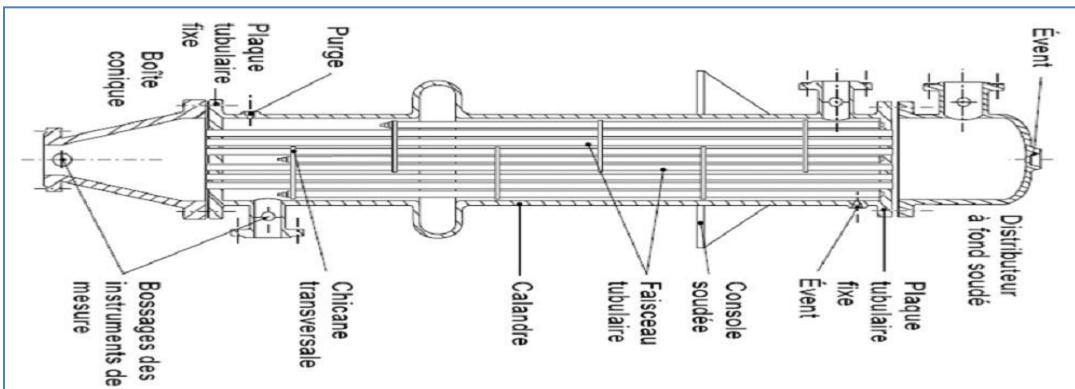


Figure 15: Échangeur à plaque tubulaire fixe.

### I.7 Mode de transmission de chaleur :

On distingue conventionnellement trois (03) modes de transmission de la chaleur :

#### I.7.1 La conduction :

Ce mode de transfert de chaleur s'applique particulièrement aux solides, mais concerne aussi les fluides au repos. Il correspond à une propagation de la chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines. [16]

Dans ce mode de transfert, la matière se comporte véritablement comme un conducteur de chaleur. Equations générales de la chaleur dans la conduction :

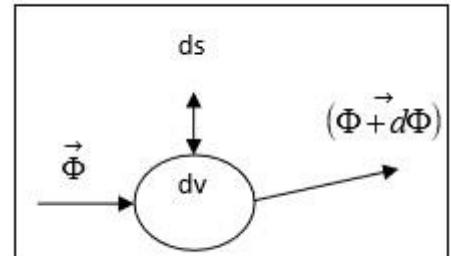
Le bilan énergétique d'un volume élémentaire " $dV$ ", de surface " $dS$ " dans le temps " $dt$ ", donne :

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + p = \rho c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{II.1}$$

Tel que :

$\lambda$  : Conductivité thermique.

$p$  : Densité de la source



$C$  : Chaleur massique..

Figure 16: conductivité thermique

$\rho$ : Masse volumique.

$C$  : Chaleur massique.

- **Cas particuliers**
  - 1er cas

La conductivité ne dépend que de la température (milieu homogène) :

$$\lambda \cdot \Delta T + \frac{d\lambda}{dt} (\operatorname{grad} T)^2 + p = \rho c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{II.2}$$

- 2ème cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température :

$$\lambda \cdot \Delta T + p = \rho c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{II.3}$$

- 3ème cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température et il n'y a pas de source interne :

$$\Delta T = \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{Équation de Fourier}) \quad \text{II.4}$$

$$a \frac{\lambda}{\varphi \cdot c} \quad (\text{Diffusivité thermique en } m \text{ s}^2) \quad \text{II.5}$$

#### 4eme cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température et le régime est permanent :

$$\lambda \cdot \Delta T + p = 0 \quad (\text{Équation de poisson}). \quad \text{II.6}$$

#### - 5eme cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température et le régime est permanent et il n'a pas de source interne :

$$\Delta T = 0 [7] \quad (\text{Équation de Laplace}). \quad \text{II.7}$$

#### • **Loi de Fourier**

Fourier a supposé qu'il existe une relation linéaire entre la densité de flux et le gradient de température, dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\phi} = -\overrightarrow{\lambda_{\text{grad } T}} \quad \text{II.8}$$

Cas particulier

Dans le cas de transfert de chaleur en régime permanent unidirectionnel, on peut écrire la loi de Fourier sous forme très simple :

$$\phi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} \quad \text{II.9}$$

On remarque que le flux de chaleur est proportionnel à :

L'écart de température existant entre deux points.

S : la surface d'échange.

$\lambda$  : conductivité thermique.

e : La distance entre les deux point

- **La conductivité thermique ( $\lambda$ )**

La conductivité thermique est une caractéristique du milieu, elle dépend généralement de la température et du point considéré, elle dépend aussi à la phase dans laquelle se trouve le matériau (solide, liquide ou gaz) et la pression pour les gaz, dans le cas de milieu homogène la conductivité thermique ( $\lambda$ ) dépend que de température.

La variation de la conductivité avec la température, les matériaux ont des comportements différents vis-à-vis de la température T. le fer l'argent et le cuivre. Par exemple, voient leurs à diminuer lorsque la température croît, par contre, le cobalt, le beryllium et le magnésium par exemple à décroître avec la température T... comme il y a des matériaux dont. Passe par un extremum, c'est le cas du plomb. De l'aluminium En pratique, si l'écart de température est très faible, et que l'application ne demande pas une grande précision, on peut prendre comme constante. [13]

Matières	Température	Conductivité thermique
Aciers non allies	20	53.6
	400	42.5
Aluminium commercial	20	2.04
	300	2.33
Graphite	-	120 à 170
Eau (1 atmosphère)	20	0.599
	90	0.680

*Tableau 1: conductivité thermique pour quelques matériaux à une température donnée.*

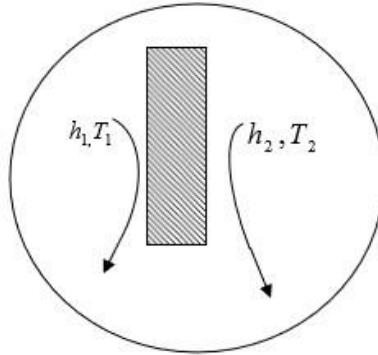
- **Notion de résistance thermique**

Dans le cas d'une paroi infinie plane séparant deux milieux 1 et 2 de températures constantes ( $T_1, T_2$ ), avec  $T_1 > T_2$ , le flux de chaleur spécifique (On appelle flux de chaleur spécifique la quantité de chaleur transportée en une (1) second à travers l'unité de surface à température constante dans la direction de la normale à cette surface) à travers la paroi est :

$$q = \frac{\lambda}{e} (T s_1 - T s_2) \dots \quad \text{II.10}$$

Ou bien :

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad \text{II.11}$$



**Figure 17: Conductivité**

Où :

$T_{s1}, T_{s2}$  : Les températures des surfaces extérieures de la paroi.

$\lambda$  : est le coefficient de conductibilité thermique du matériau.

$h_1, h_2$  : Les coefficients de transmission de chaleur par convection du premier milieu à la paroi et de la paroi au second milieu. [17, 18, 19, 20, 21]

Constantine La grandeur :

$$\left( R = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \right) \quad \text{II.12}$$

Est appelée résistance thermique,  $\frac{1}{R}$  est le coefficient d'échange de chaleur.

Pour plusieurs systèmes de résistance thermique  $R_1, R_2, \dots, R_n$  placés en série, on a :  $R_T = \sum_1^N \frac{1}{R_n}$  II.13

De même, pour plusieurs systèmes en parallèle, on a :

$$\frac{1}{R_T} = \sum_1^N \frac{1}{R_n} \quad \text{II.14}$$

Il est le même pour les conditions aux limites du type Fourier :

$$R = \frac{1}{h \cdot S} \quad \text{II.15}$$

Résistance d'échange entre la paroi et le fluide.

Donc le coefficient global d'échange  $U$  écrit :

$$U = \frac{1}{R_T} \quad \text{II.16}$$

Tel que  $R_T$  est la résistance totale de l'ensemble des composantes du mur. Pour les surfaces cylindriques creuses, la résistance de paroi égale :

$$R = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2\pi\lambda L} \quad \text{II.17}$$

Avec :

$R_1$  : Le rayon intérieur.

$R_2$  : Le rayon extérieur.

$L$  : Longueur du cylindre.

$\lambda$  : La conductivité thermique.

Alors la résistance globale d'un tube creux est :

$$R_T = \frac{1}{h_1 \cdot S_1} \quad \text{II.18}$$

Dans l'étude des échangeurs, on préfère la forme :

$$q = K_0 \cdot S \cdot \Delta T \quad \text{II.19}$$

$K_0$  : le coefficient global d'échange de chaleur.

### I.7.2 La convection :

La convection est le mode le plus important de transfert thermique entre une paroi d'un solide et un fluide.

On désigne le type de convection selon le type d'écoulement, on dit que la convection libre (naturelle) si l'écoulement du fluide est naturel, c'est-à-dire le déplacement du fluide est dû uniquement aux différences de densités, ou la différence de températures entre paliers du même fluide, ou au champ de forces extérieures comme la gravité et le vent.

Par contre, on peut créer un mouvement à n'importe quel fluide soit par des moyens mécaniques, comme les pompes, les ventilateurs, et les compresseurs, soit par le déplacement des parois du contact dans le fluide, on autre, ce type de convection s'appelle convection forcée.

Le flux de chaleur transmise par convection est donné par la Deuxième (2ième) loi de Newton

$$\phi = h \cdot S \cdot \Delta T \quad \text{II.20}$$

$\phi$ : Flux de chaleur transporté.

$h$  : Coefficient de convection.

$S$  : Surface d'échange.

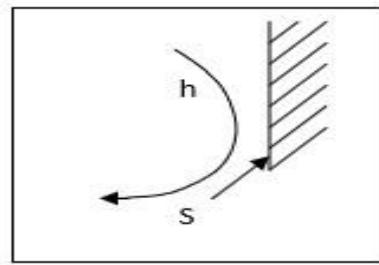


Figure 18: la convection.

$\Delta T$ : représente la chute de température entre la paroi et le fluide égal à la valeur absolue de la différence entre les températures du fluide et de la paroi du corps.

La transmission de la chaleur par convection met en jeu le mouvement des fluides (gaz, liquides), ce mouvement permet l'échange de chaleur entre le fluide et une paroi et facilite la diffusion de la chaleur au sein de l'ensemble du fluide grâce à l'agitation produite. Dans le transfert de chaleur par convection le fluide se comporte comme un véhicule de la chaleur. La convection est dite naturelle ou libre lorsque le mouvement du fluide est créé par la différence de masse volumique

existant au sien de fluide du fait des différences de température. Lorsque le mouvement est communiqué par une machine-agitateur, pompe, compresseur ou ventilateur, la convection est dite forcée. [17, 18, 19, 20, 21]

### I.7.3 Le rayonnement :

Le rayonnement thermique c'est à dire tout rayonnement capable de provoquer un effet purement thermique au moment de son absorption ou émission par une matière quelconque, est une très petite portion d'un spectre infiniment large qui est le spectre du rayonnement électromagnétique. Un rayonnement est caractérisée par sa fréquence  $\nu$  (ou longueur d'onde  $\lambda$ ). Il existe pour le rayonnement électromagnétique une relation simple liant ces deux paramètres qui est  $\nu = c/\lambda$  avec  $c$  la célérité de l'onde dans le milieu considéré. Le rayonnement thermique se situe entre  $0.2\mu\text{m}$  (soit le domaine de la lumière ultraviolette) et  $100\mu\text{m}$  (qui est le domaine des infrarouges) en passant par le rayonnement visible (soit environ  $0.35\mu\text{m}$  à  $0.8\mu\text{m}$ ). Un corps isolé dont la température est supérieure à  $0\text{ K}$  perd continûment de l'énergie. L'énergie est perdue sous forme de rayonnement. Aux basses températures le rayonnement émis est surtout des types grands longueurs d'ondes (infrarouge). Lorsque la température augmente il y'a un déplacement vers les longueurs d'ondes plus faibles (visible et ultraviolet), ceci est représenté par la loi de Wien pour les corps noirs (ceux qui absorbent tout le rayonnement qui leur est incident) qui s'écrit :

$$\lambda_{\text{Max}} T = 2897.9 \mu\text{mK}$$

II.21

On fait la différence entre des corps opaques émettant de façon continue dans tout le spectre thermique et des corps semi-transparents ne pouvant émettre et absorber que dans des bandes bien déterminées ce qui est le cas pour les gaz ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ...) et les substances translucides (verres, plastiques...).

Tous les corps jouent en même temps le rôle d'émetteurs et de récepteurs. Les surfaces noires sont des surfaces idéales pour lesquels le flux émis ne dépend que de la température et de l'étendue géométrique de celui-ci. Le flux émis par le corps noir est donné par la loi de Stefan Boltzmann :

$$\phi = S\sigma T^4$$

II.22

La température de la surface doit être exprimée en Kelvin de par l'origine thermodynamique de cette loi. Toutes les autres surfaces sont ensuite caractérisées par rapport aux surfaces noires. [22.23]

En simplifiant à l'extrême, on peut écrire que le flux échangé entre deux surfaces idéales de couleurs uniformes et dont le rayonnement est isotrope à températures  $T_1$  et  $T_2$  comme suit :

$$\phi = S\sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad \text{II.23}$$

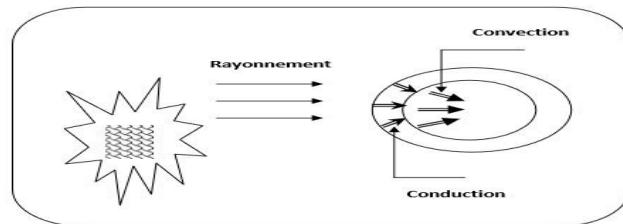


Figure.19: rayonnement

**Synthèse du chapitre :**

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (Chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné. Bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [24].

# **Chapitre II :**

## *Fonctionnement d'un échangeur à plaques*

## II.1 Introduction :

L'échangeur à plaques est un appareil qui permet un transfert de chaleur entre deux liquides ayant des températures différentes et ce, sans contact direct entre les liquides. Ce sont des plaques d'acier inoxydable qui assurent le passage de la chaleur d'un liquide à l'autre.

Les échangeurs à plaques sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti. Chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les deux fluides (produits et fluide caloporteur) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, augmenter ainsi le coefficient de convection. Les plaques sont équipées de joints permettant d'éviter tout mélange des fluides. [25]

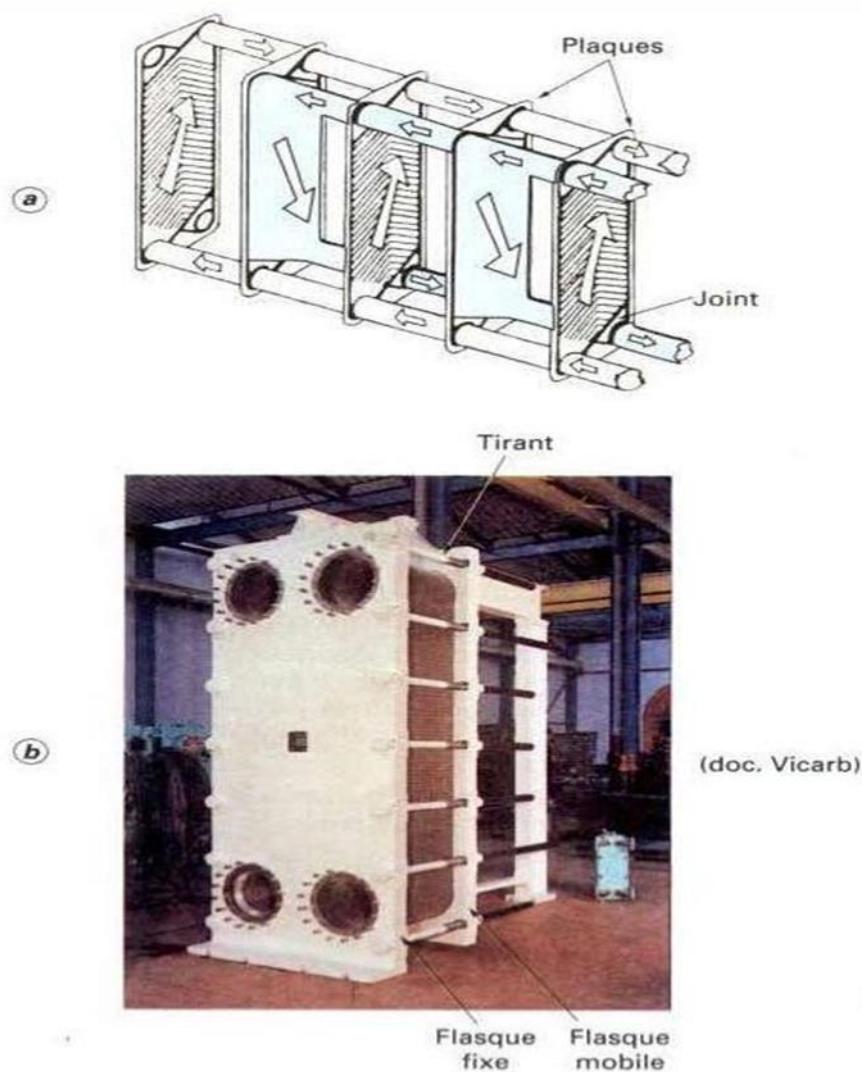
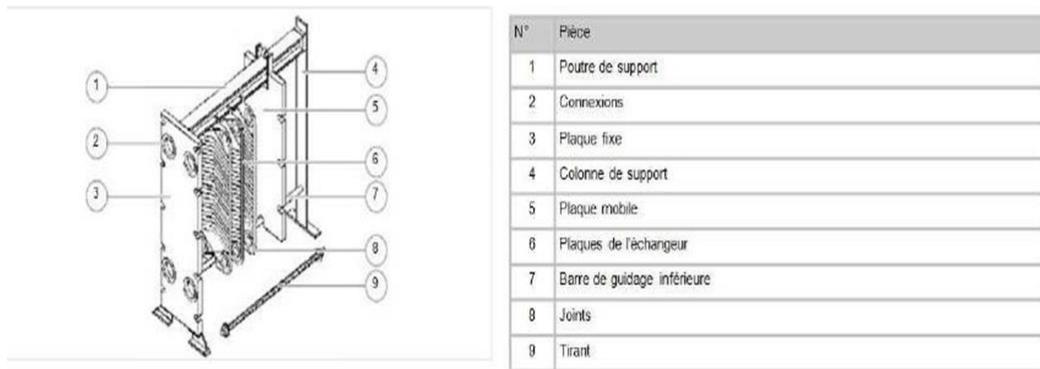


Figure 20: Echangeur à plaques

## II.2 Structure de l'échangeur à plaque :

Le schéma ci-dessous présente la structure de base d'un échangeur de chaleur à plaques. La réalisation finale est spécifique à chaque application [25] :



*Figure 21: Structure de l'échangeur à plaque*

## II.3 Principe de fonctionnement :

L'échangeur de chaleur à plaques comprend des plaques profilées et empilées présentant des orifices de passage et formant un paquet de fentes d'écoulement. Les canaux (créés par l'empilement des plaques) sont parcourus, à raison d'un sur deux, par les deux fluides participant à l'échange de chaleur.

Les canaux sont formés entre les plaques et les passages de coins sont disposés de façon que les deux milieux circulent par des canaux alternatifs. La chaleur est transférée à travers la plaque entre les canaux et le flux à contre-courant est créé pour assurer une plus grande efficacité.

L'ondulation des plaques fournit le passage entre elles, supportent chaque plaque contre adjacente, et augmente la turbulence, donnant lieu à un transfert de chaleur plus efficace. [25]

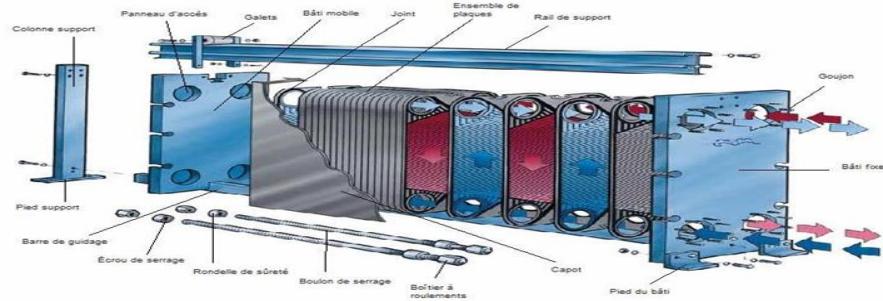


Figure 22: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaque.

## II.4 Types des échangeurs à plaque :

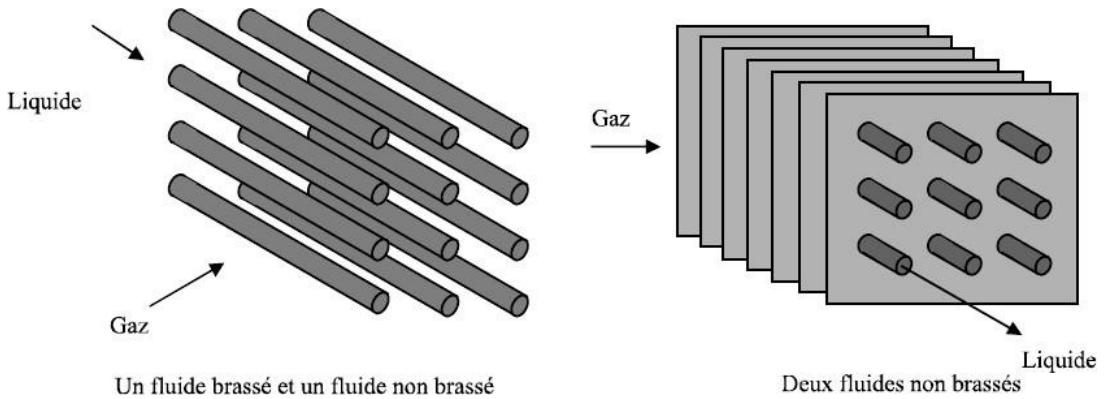
### II.4.1 Echangeur à courant croisés :

Dans ce type d'échangeurs, une circulation de l'un des fluides dans une série de tubes alors que l'autre circule perpendiculairement autour des tubes. Généralement, c'est le liquide qui circule dans les tubes et le gaz à l'entourage. Les tubes munis d'ailettes permettent un bon transfert de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. Le radiateur de refroidissement des véhicules à moteur est un exemple de cet échangeur.

#### II.4.1.1 Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure (I.3)), le fluide non Brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèle distincts et de faible section .l'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes.

Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés est donnée par la figure (I.3)



**Figure 23: Exemples d'échangeurs à courants croisés.**

Les trois écoulements décrits, sont rarement utilisés dans toute leur simplicité.

En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires. Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

- ◆ Les tubes qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- ◆ Les plaques, planes ou corrigées, choisies pour un fluide qui impose la même géométrie pour l'autre. Souvent, le choix des combinaisons entre différents types d'échangeurs dans les installations industrielles résulte de contingences technologiques et économiques. [33]

#### II.4.2 Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrugées, nervurées ou picotées. 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 par multiplication des points de contact. [25]



Figure 24: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

#### II.4.3 Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.[25]



Figure 25: Echangeurs à plaques et joints

#### II.4.4 Échangeur Packinox:

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar. [25]

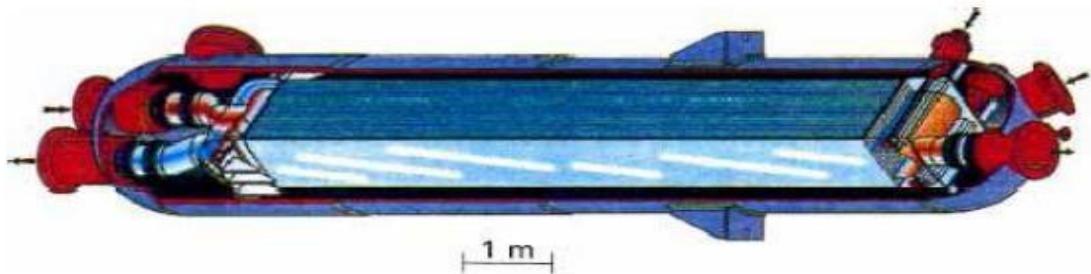


Figure 26: Échangeur Packinox .

## II.5 Utilisation :

Ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de températures compris entre -269 et + 65 °C et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bars. Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés [26]

## II.6 Avantages et inconvénients d'un échangeur à plaques :

Les avantages de ce type d'échangeur est sa simplicité qui est fait un échangeur peu coûteux et aisément adaptable par ajout /retrait de plaques afin d'augmenter /diminuer la surface d'échange suivant les besoins (Attention : la surface ne peut être augmentée de manière illimitée à cause de la perte de charge). La surface avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui sert à limiter les pertes thermiques et l'épaisseur de l'espace où circulent les fluides mais aussi le profil des plaques assure un flux turbulent qui permet un excellent transfert de chaleur.

Cependant ces derniers paramètres entraînent une importante perte de charge qui limite le nombre de passage des fluides élevée (<2.5 MPa) car une trop grande pression causerait des fuites au travers des joints positionnés entre les deux fluides ne doit pas être trop grande aussi pour éviter une déformation des plaques par dilatation /contraction de ces dernières qui empêcherait les joints entre les plaques d'être idéalement étanches. La turbulence sert à diminuer l'encrassement de la surface d'échange de 10-25% comparé à un échangeur à faisceau tubulaire la surface d'échange est inférieure de 50% pour le même transfert de chaleur.

Les avantages et les inconvénients d'un échangeur cités au part avant sont classées dans le tableau suivant : [26]

Type d'échangeurs	Avantages	Inconvénients
Echangeurs à plaques	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Compact</li> <li>• Modulable</li> <li>• Prix compétitifs</li> <li>• Peu de perte thermique.</li> <li>• Très bon coefficients de transferts</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Faible écart de température envisageable</li> <li>• Perte de charge importante</li> <li>• Pression de travail limitée</li> </ul>

*Tableau 2: Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleurs à plaques*

## II.7 Etude d'un échangeur de chaleur :

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche souvent à obtenir une puissance thermique d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possible, autrement dit au meilleur coût d'investissement. Lors des études générales relatives à des installations des échangeurs de chaleur apparaît souvent la nécessité d'évaluer [27] :

- Les coefficients d'échange thermique.
- Les surfaces d'échanges.
- Les pertes de pressions.
- Les écarts de températures entre les fluides caloporteurs.

## II.8 Transfert Thermique :

### II.8.1 Définition :

On appelle transfert thermique, le processus par lequel de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes T1 et T2, ce processus complexe est réalisé par la superposition des trois modes : conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est

déterminant, les effets des autres sont peu importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. [27]

### II.8.2 Propriétés thermiques des fluides utilisés :

➤ **Chaleur massique (Cp) :**

La chaleur massique d'un corps est égale à la quantité de chaleur qu'il faut fournir pour éléver de 1 °C la température de l'unité de masse de ce corps. Dans le système international d'unités, on l'exprime souvent en  $J.g^{-1}.C^{-1}$  ou bien en  $Cal.g^{-1}.C^{-1}$  [28].

➤ **Conductibilité thermique ( $\lambda$ ) :**

Le facteur  $\lambda$  est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et est appelé conductibilité thermique. La conductibilité thermique s'exprime  $W.m^{-1}.C^{-1}$  [28].

➤ **Masse volumique ( $\rho$ ) :**

Aussi appelée densité volumique de masse, est une grandeur physique qui caractérise la masse de cette substance par unité de volume. [28].

➤ **Viscosité ( $\mu$ ) :**

C'est une propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement [28].

### II.8.3 Puissance thermique :

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit la puissance thermique ou flux de chaleur  $\Phi$  (en W), comme la quantité de chaleur  $Q$  (en J) traversant une surface isotherme  $S$  (en  $m^2$ ) pendant le temps  $\Delta t$  (en s). [29]

Le transfert de chaleur dans un échangeur à plaques s'effectue essentiellement par convection, suivant la loi de NEWTON :

$$\Phi = \frac{dQ}{\Delta t} = k \cdot S (\Delta t_c - \Delta t_f) \quad \text{II.24}$$

Avec :

$$k = \frac{1}{R}$$

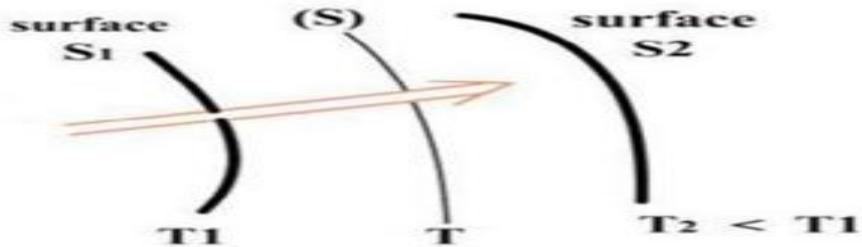


Figure 27: Puissance thermique

#### Remarque :

Les transferts thermiques se font toujours du corps chaud vers le corps moins chaud. La puissance thermique s'écoulera toujours des régions les plus chaudes vers les régions les moins chaudes.

#### II.8.4 Résistance thermique :

Par analogie avec l'électricité, On peut introduire un coefficient entre la puissance thermique et la différence de la température.

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad \text{II.25}$$

Le terme « R » est la résistance thermique qu'occupe la matière comprise entre les régions T1 et T2 à l'égalisation des deux températures, cette résistance thermique s'exprime en K.W<sup>-1</sup>. [29]

#### II.8.5 Coefficient d'échange de chaleur :

Le coefficient d'échange de chaleur U est une caractéristique de l'échange global entre deux fluides ou deux surfaces isothermes de température T1 et T2 tel que T<sub>1</sub> > T<sub>2</sub>. Dans cette définition générale on ne fait toujours par référence à un type de transfert particulier.

L'intérêt de ce coefficient est de pouvoir s'appliquer à plusieurs processus différents de transfert entre les deux surfaces (Conduction, convection ou Rayonnement).

$$P = U \cdot (T_1 - T_2) \quad \text{II.26}$$

Où  $U$  s'exprime en  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , et il dépend :

- De la nature du fluide.
- Du régime d'écoulement du fluide décrit par le nombre de Reynolds.
- De la forme et de la rugosité de la surface de la conduite.

Le coefficient d'échange de chaleur  $U$  peut être calculé à partir du nombre de Nusselt qui sera défini ultérieurement [30].

### II.8.6 Flux de chaleur transférée entre deux fluides :

Le flux de chaleur transférée entre deux fluides peut être déterminé par l'expression suivante :

$$\text{Fluide chaud : } \Phi_C = m_c \cdot cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad \text{II.27}$$

$$\text{Fluide froid : } \Phi_f = m_f \cdot cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{II.28}$$

Avec  $m$  et  $Cp$  respectivement le débit massique et la capacité calorifique du fluide.

Le terme «  $s$  » désigne la sortie de notre échangeur, et le terme «  $e$  » pour l'entrée. L'égalité entre les deux expressions, permet de calculer la température de sortie du fluide froid :

$$T_{fs} = \frac{\Phi}{m_f \cdot cp_f} + T_{fe} \quad \text{II.29}$$

### II.8.7 Notion de différence de température moyenne logarithmique :

Les températures des fluides, dans un échangeur de chaleur, ne sont pas en général constantes, mais elles varient d'un point à un autre à mesure que la chaleur s'écoule du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid :

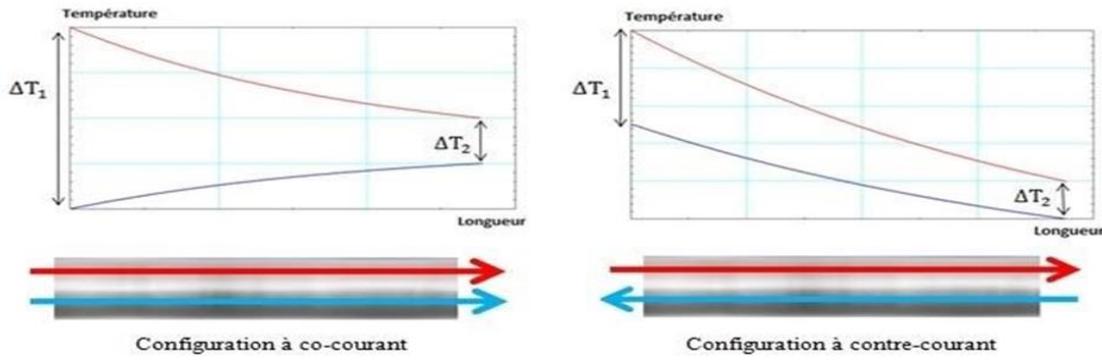


Figure 28: Distributions des températures le long d'un échangeur

(A)

(B)

Avec :

$\Delta T_1$  : Différence de températures des fluides à l'entrée.

$\Delta T_2$  : Différence de températures des fluides à la sortie.

(a) : Echangeur à Co-courants.

(b) : Echangeur à contre-courants.

Dans les deux figures, il n'y a pas de changement de phase. La représentation (a) montre que, quel que soit la longueur de l'échangeur la température finale du fluide le plus froid ne peut jamais être supérieur à la température de sortie du fluide le plus chaud. Il s'agit d'une disposition géométrique à co-courant [28].

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant figure (b), par contre, la température du fluide le plus froid peut dépasser la température de sortie du fluide le plus chaud, car il existe un gradient de température favorable tout au long de la traversée de l'échangeur. Un avantage supplémentaire de la disposition à contre-courant est que, pour un flux de chaleur donné, on a besoin d'une surface d'échange plus petite que dans le cas d'un écoulement parallèle.

Si on considère le cas des échangeurs à courants parallèles ou contre-courant (figure II.8), et si on suppose que l'échangeur est sans pertes, le flux de chaleur  $d\Phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers un élément de surface d'échange  $dS$  s'écrit [28]

Le flux perdu par le fluide chaud ( $dT_c < 0$ ) égal au flux gagné par le fluide froid ( $dT_f > 0$ ).

$$d\Phi = -m_c cp_c dT_c = m_f \cdot cp_f dT_f \quad \text{II.30}$$

•  $m_c, m_f$  : les débits massiques des deux fluides (kg/s)

•  $Cpc, Cpf$  : les chaleurs massiques à pression constante (kj/kg. °C)

La relation déjà indiquée :

$$d\Phi = h \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad \text{II.31}$$

De (a) on tire :

$$dT_c = \frac{-d\Phi}{(m_c \cdot C_p)} \quad \text{II.32}$$

Et :

$$dT_f = \frac{d\Phi}{(m_f \cdot C_p)} \quad \text{II.33}$$

D'où :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left( \frac{1}{m_c cp_c - m_f cp_f} \right) \quad \text{II.34}$$

On remplace  $d\Phi$  on obtient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -h \cdot dS \cdot \left( \frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right) \quad \text{II.35}$$

Si on admet que le coefficient d'échange local  $h$  reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la surface d'échange, pour obtenir, en introduisant les conditions aux extrémités  $T_{ce}, T_{fe}$  et  $T_{cs}, T_{fs}$  :[31]

$$\ln \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -h \cdot S \left( \frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right) \quad \text{II.36}$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide (bilan enthalpique global) :

$$\Phi = m_c cp_c (T_{ce} - T_{cs}) = m_f cp_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{II.37}$$

En remplaçant dans (d) les expressions de  $m_c \cdot Cpc$  et  $m_f \cdot Cpf$  tirées de l'expression (e), on obtient :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) \cdot (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)} \quad \text{II.38}$$

Le terme :  $\frac{(T_{cs} - T_{fs}) \cdot (T_{ce} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)}$  désigne ce qu'on appelle la moyenne logarithmique

La différence de température logarithmique moyenne notée DTLM. [32]

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad \text{II.39}$$

- Echangeur à co-courant :

$$DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) \cdot (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)} \quad \text{II.40}$$

- Echangeur à contre-courant :

$$DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) \cdot (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad \text{II.41}$$

Les hypothèses suivantes sont très importantes pour les applications des formules précédentes. En effet, il est supposé que [27] :

- Le coefficient d'échange  $h$  est constant le long de l'échangeur.
- Les débits des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs massiques correspondantes sont constantes.
- Il n'y a pas de changement de phase dans l'échange.
- Les fuites thermiques sont négligeables.
- Les surfaces d'échanges sont égales dans les passages.

## II.8.8 Estimation des coefficients d'échange par convection $h_c$ et $h_f$ :

Le phénomène de convection implique un transfert de matière : en effet, des mouvements du fluide sont engendrés par les différences de pressions et/ou de températures. Selon le mécanisme qui régit le mouvement du fluide, on en distingue

deux cas : la convection naturelle, qui est due à une différence de masse volumique dans certaines zones du fluide, contrairement au cas de la convection forcée, dans lequel l'écoulement est dû à la présence de forces extérieures (pompe, ventilateur, &) ce qui a pour but d'améliorer le transfert.

Il faut également tenir compte du régime de l'écoulement du fluide, en effet, l'écoulement turbulent est plus favorable aux échanges convectifs. La détermination du coefficient  $h$  par expérience est difficile à cause du très grand nombre d'expériences nécessaires. L'analyse dimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimensions, qui sont très utilisés en mécanique des fluides et en thermiques, parmi ces nombres on peut citer : [30]

Le nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{\rho U D}{\mu} \quad \text{II.42}$$

Le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad \text{II.43}$$

Le nombre de Prandtl :

$$P_r = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad \text{II.44}$$

La connaissance des nombres de Reynolds et de Prandtl permet de calculer, pour un écoulement donné, le nombre de Nusselt, en utilisant des corrélations expérimentales. Chaque corrélation n'est applicable que pour des géométries d'échangeurs, et des conditions des fluides données. [30]

$$Nu = f(R_e, P_r) \quad \text{II.45}$$

Une fois le nombre de Nusselt calculé, nous déduisons le coefficient d'échange convectif  $h$ , à partir de la relation :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D} \quad \text{II.46}$$

Les coefficients d'échange par convection  $hc$  et  $hf$  du côté des fluides chauds et froid respectivement, sont calculés en utilisant les relations suivantes :

$$hc = \frac{\lambda c Nu}{Di} \quad . \quad \text{II.47}$$

$$h_f = \frac{\lambda_f N u}{D_e} \quad \text{II.48}$$

Où :  $\lambda_c$  et  $\lambda_f$  sont les conductivités thermiques respectives des fluides chaud et froid (W/m<sup>2</sup>.°K).

$D_i$  et  $D_e$  sont les diamètres des tubes intérieur et extérieur, où circulent les fluides chaud et froid respectivement (m). [30]

### II.8.9 Efficacité thermique d'un échangeur :

On définit l'efficacité d'un échangeur de chaleur comme étant le rapport du flux de chaleur réellement échangé au flux de chaleur maximal théoriquement possible dans les mêmes conditions de températures d'entrée et de sortie des deux fluides. [30]

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \quad \text{II.49}$$

Lorsque le fluide avec le débit thermique le plus faible sort à la température d'entrée de l'autre, il subit une variation de température égale au gradient de température maximum pouvant exister dans l'échangeur. On dit que ce fluide commande le transfert.

Avec :

Le flux maximal est donné par (3) :

$$\Phi_{max} = (m \cdot cp)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{II.50}$$

$$\text{Le flux de chaleur réellement échangé : } \Phi_{réel} = (m \cdot cp) \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{II.51}$$

On distingue alors deux cas :

- Le fluide chaud commande le transfert :  $C_c < C_f$

Pour  $L \rightarrow \infty$ , on aura :

$$\Phi_{max} = m \cdot C_c \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{II.52}$$

On définit alors une efficacité de refroidissement

$$\varepsilon_r = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{II.53}$$

- Le fluide froid commande le transfert :  $C_c > C_f$

Pour  $L \rightarrow \infty$ , on aura :

$$\Phi_{max} = m \cdot C_f \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{II.54}$$

On définit alors une efficacité de chauffage

$$\varepsilon_c = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{II.55}$$

### II.8.10 Nombre d'unités de transfert NUT :

On appelle nombre d'unités de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{K \cdot S}{C_{min}} \quad \text{II.56}$$

La méthode du nombre d'unités de transfert consiste à exprimer l'efficacité de l'échangeur  $\varepsilon$  en fonction des paramètres NUT et du rapport des débits thermiques C et de la configuration de l'échangeur. [30]

Où :

$$Z = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad \text{II.57}$$

Avec :  $C_{min} = \text{Min}(C_c, C_f)$  ,  $C_{max} = \text{Max}(C_c, C_f)$

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit ( $NUT < 1$ ), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation et le rapport  $C_{min}/C_{max}$  (le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur/ celle du produit).
- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand ( $NUT = \text{de } 5 \text{ à } 10$ ), l'échange de chaleur est très efficace.

**Remarque :** Les relations suivantes donnent la relation reliant l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux modes de fonctionnement différents des échangeurs [31].

**Co-courants**

$$NUT_{max} = \frac{-\ln [1-(1+Z)\varepsilon]}{1+Z}$$

$$\varepsilon = \frac{1-\exp [NUT_{max}(1+Z)]}{1+Z}$$

**Contre-courants**

$$NUT_{max} = \frac{1}{Z-1} \ln \left( \frac{\varepsilon-1}{Z\varepsilon-1} \right)$$

$$\varepsilon = \frac{1-\exp [-NUT_{max} (1-Z)]}{1-Z [-NUT_{max} (1-Z)]}$$

Ces dernières relations ont permis d'établir les abaques donnant l'efficacité en fonction du NUT, pour différentes configurations d'échangeurs. [30]

# Chapitre III :

*Simulation d'un échangeur à  
plaques à courants croisés*

### **III.1 Historique de Comsol :**

Les origines du logiciel COMSOL et de la société qui l'a développé remontent à 1986, année où il a été créé par un groupe d'étudiants du cours de simulation numérique donné par Germund Dahlquist à l'Institut royal de technologie (KTH) de Stockholm, en Suède. Ces étudiants, inspirés par l'enseignement de Dahlquist — une référence dans le domaine de l'analyse numérique — ont décidé de créer une entreprise afin de concevoir un outil capable de résoudre des équations différentielles partielles à l'aide de la méthode des éléments finis. Leur but était de fournir une solution logicielle simple d'accès et efficace pour les ingénieurs et chercheurs qui travaillent sur des problèmes multiphysiques complexes.

Après plusieurs années de développement, la première version commerciale du logiciel a été lancée en 1998 sous le nom de FEMLAB. Ce nom mettait en avant l'approche par éléments finis (« Finite Element Method ») et la fonction du logiciel comme plateforme de simulation. Initialement conçu pour modéliser des phénomènes physiques simples, FEMLAB a rapidement évolué pour inclure des fonctionnalités plus avancées, couvrant un large spectre de domaines scientifiques.

Au fil du temps, FEMLAB a été renommé COMSOL Multiphysics, soulignant ainsi l'expansion du logiciel vers la modélisation conjointe de plusieurs phénomènes physiques et la croissance mondiale de l'entreprise. Aujourd'hui, COMSOL est considéré comme une référence en matière de simulation multiphysique, utilisé par des ingénieurs, chercheurs et scientifiques dans divers secteurs, allant de l'aéronautique à la bio-ingénierie.

### **III.2 Présentation de COMSOL Multiphysics :**

COMSOL Multiphysics est un logiciel de simulation numérique puissant et polyvalent, basé sur la méthode des éléments finis (FEM). Il est spécialement conçu pour modéliser et analyser un large éventail de phénomènes physiques dans les domaines scientifiques et d'ingénierie, avec une attention particulière portée aux interactions entre plusieurs physiques, connues sous le nom de simulations multiphysiques. Le logiciel offre à l'utilisateur la possibilité de définir lui-même les couplages entre différents phénomènes ou d'utiliser des interfaces de couplage prédéfinies pour faciliter la mise en place de la simulation.

Le processus de modélisation dans COMSOL est structuré en plusieurs étapes clés : la création de la géométrie, la définition des propriétés des matériaux, le maillage, la sélection des physiques pertinentes, la résolution du modèle et, enfin, la visualisation et l'analyse des résultats. Toutes ces étapes sont intégrées dans une interface unique, intuitive et interactive, ce qui rend le logiciel accessible aussi bien aux chercheurs qu'aux ingénieurs, même sans expertise approfondie en programmation.

COMSOL propose également une large gamme de modules complémentaires spécialisés, couvrant des domaines variés tels que la mécanique des solides (linéaire et non linéaire), l'acoustique, les écoulements de fluides, le transfert de chaleur, le génie chimique, la géophysique, l'électromagnétisme (à basse et haute fréquence), la corrosion, les plasmas, la dynamique des particules, l'optimisation, ainsi que les microsystèmes électromécaniques (MEMS). Le logiciel permet aussi une intégration fluide avec des outils externes tels que les logiciels de conception assistée par ordinateur (CAO) et Matlab, offrant ainsi une flexibilité accrue pour répondre aux besoins spécifiques des utilisateurs dans différents domaines d'application.

### **III.3 Simulation d'un échangeur de chaleur à plaques à courants croisés :**

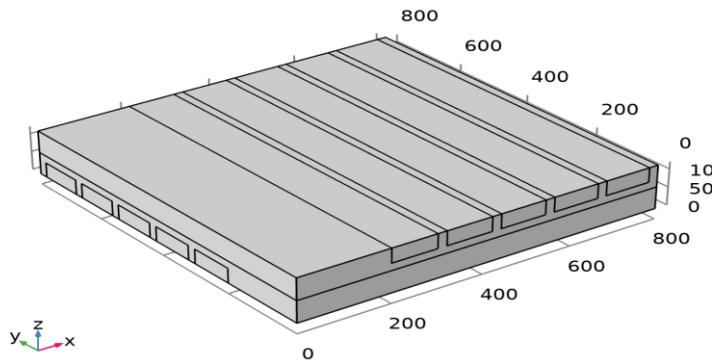
Un échangeur de chaleur à plaques à écoulement croisé est un dispositif thermique conçu pour assurer le transfert de chaleur entre deux fluides à températures différentes, sans qu'ils ne se mélangent. Dans le cas étudié, l'échangeur est constitué de deux plaques en aluminium, matériau choisi pour ses bonnes propriétés thermiques, sa légèreté et sa résistance à la corrosion. Ces plaques comportent des canaux croisés en forme de « + », c'est-à-dire que les chemins d'écoulement des deux fluides sont perpendiculaires, formant un motif en croix, optimisé pour maximiser les échanges thermiques entre le fluide chaud et le fluide froid.

Les deux fluides, l'un chaud et l'autre froid, circulent dans des canaux distincts mais proches, séparés par des barrières internes qui orientent et guident le flux selon un parcours précis. Ces barrières jouent un rôle crucial dans la régulation de l'écoulement : elles permettent un écoulement fluide, contrôlé et efficace, tout en assurant l'isolation thermique entre les deux circuits. Ce type de configuration en écoulement croisé permet un compromis intéressant entre efficacité thermique et compacité du système.

Le but de cette étude est d'analyser en profondeur le comportement thermique et dynamique de l'échangeur de chaleur à plaques à écoulement croisé, en tenant compte de l'ensemble des paramètres influents : la géométrie, les propriétés thermophysiques des matériaux, la vitesse d'écoulement, la température d'entrée des fluides, etc.

Pour ce faire, nous avons recours à une modélisation numérique à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics, un outil puissant de simulation multiphysique qui permet de reproduire fidèlement le fonctionnement du système étudié. Grâce à ce logiciel, nous pouvons non seulement modéliser la géométrie exacte de l'échangeur, mais aussi définir précisément les conditions aux limites, les matériaux utilisés (dans ce cas, l'aluminium), et observer les transferts thermiques et les profils de température à l'intérieur de l'échangeur.

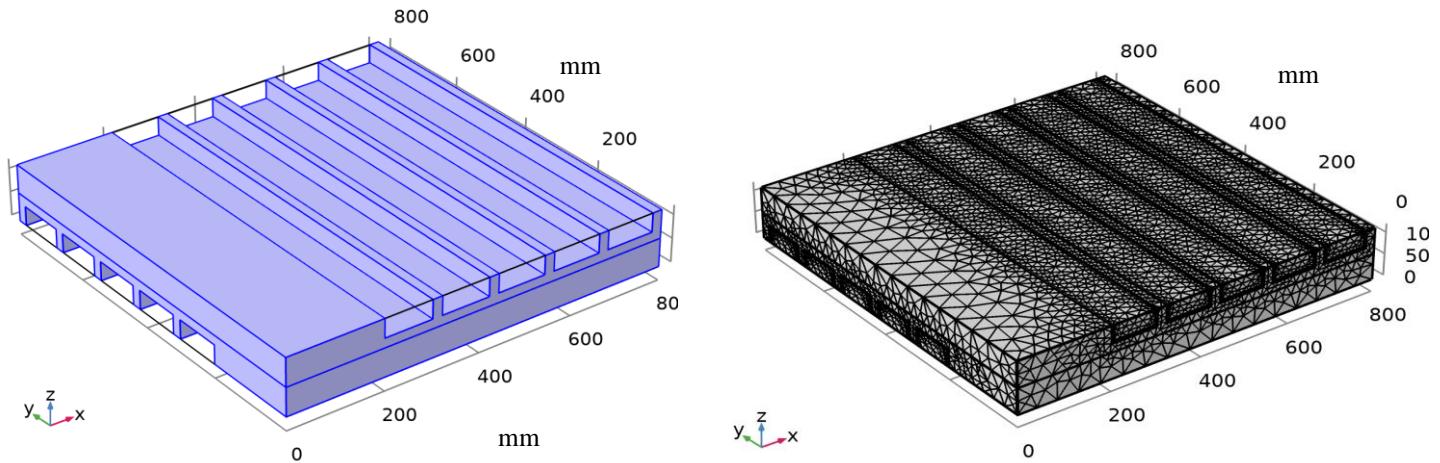
Cette approche nous permet de prédire les performances thermiques de l'échangeur, d'optimiser son design pour améliorer le rendement, et de proposer des pistes d'amélioration pour une meilleure efficacité énergétique. Ce travail représente ainsi une étape essentielle dans la conception et la validation des échangeurs thermiques modernes, notamment dans les domaines de l'énergie, de la climatisation, ou encore de l'automobile.



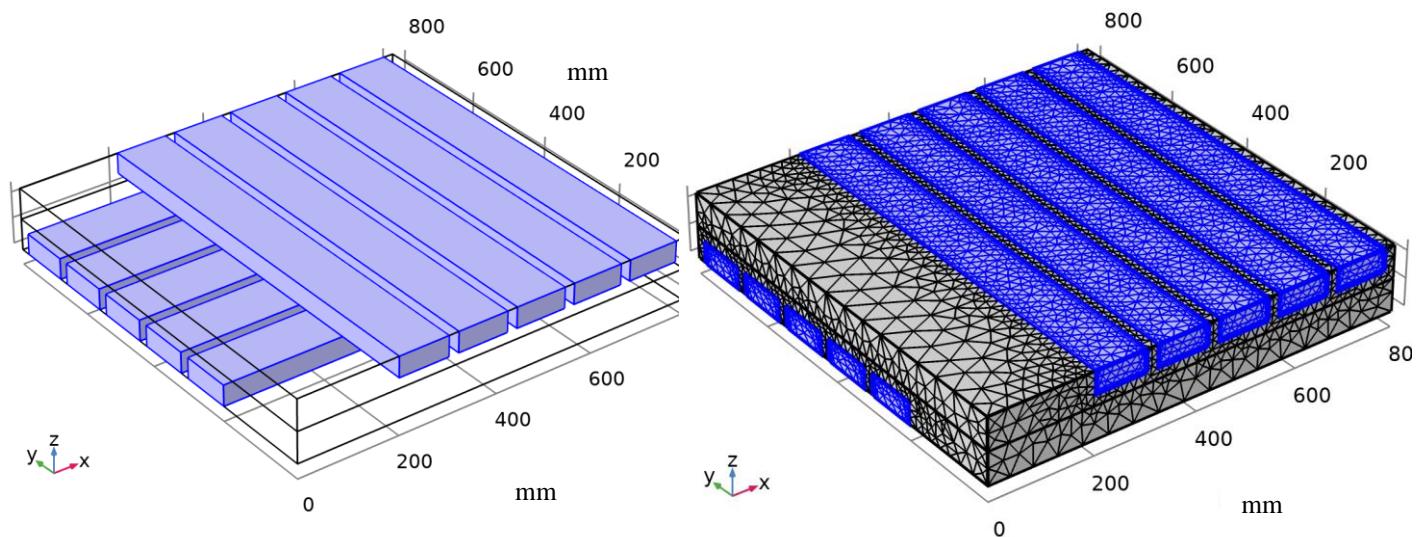
**Figure 29: Echangeur à plaques à courants croisés.**

L'eau froide circule à travers un réseau de canaux à une vitesse constante de 0,1 m/s seconde, avec une température initiale de 27°C. Simultanément, dans le sens opposé, de l'eau chaude s'écoule à la même vitesse de 0,1 m/s, mais avec une température plus élevée, atteignant 57 °C. Ce mouvement en sens contraire des deux

flux permet un échange thermique potentiel entre l'eau froide et l'eau chaude le long du trajet des canaux.



*Figure 30: Plaques en aluminium.*



*Figure 31: Canaux de l'eau.*

### III.4 Résultats de la simulation :

#### III.4.1 Résultats de surface température :

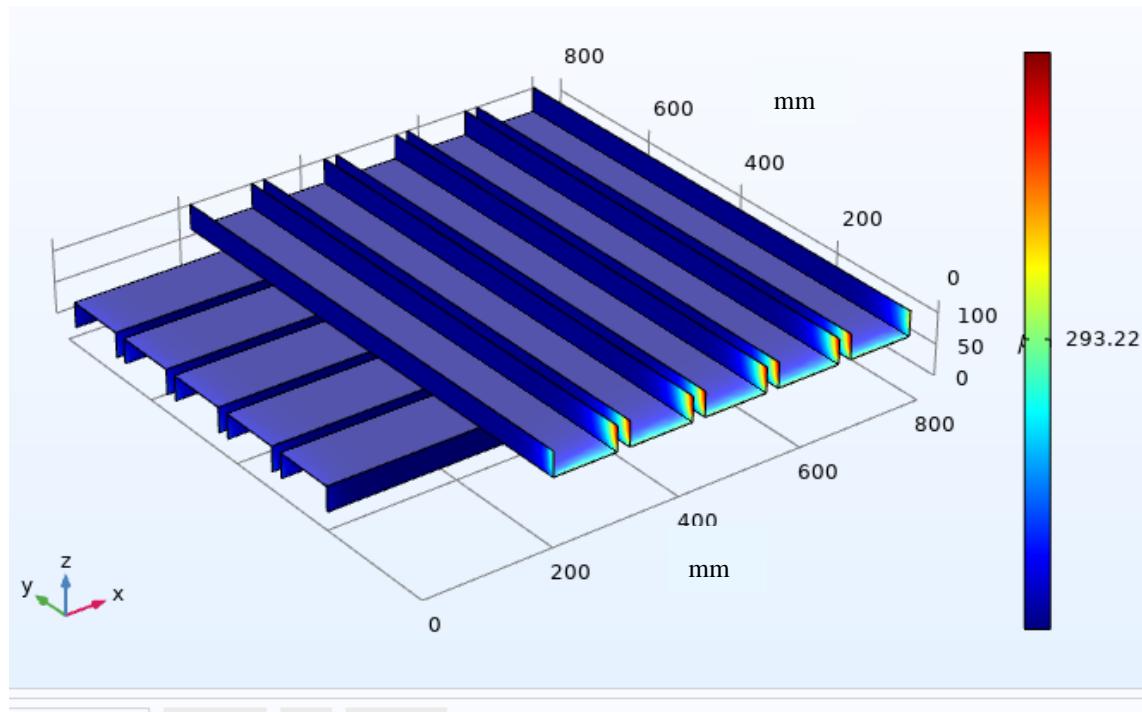


Figure 32: Simulation de distribution de température à  $t = 0$  s

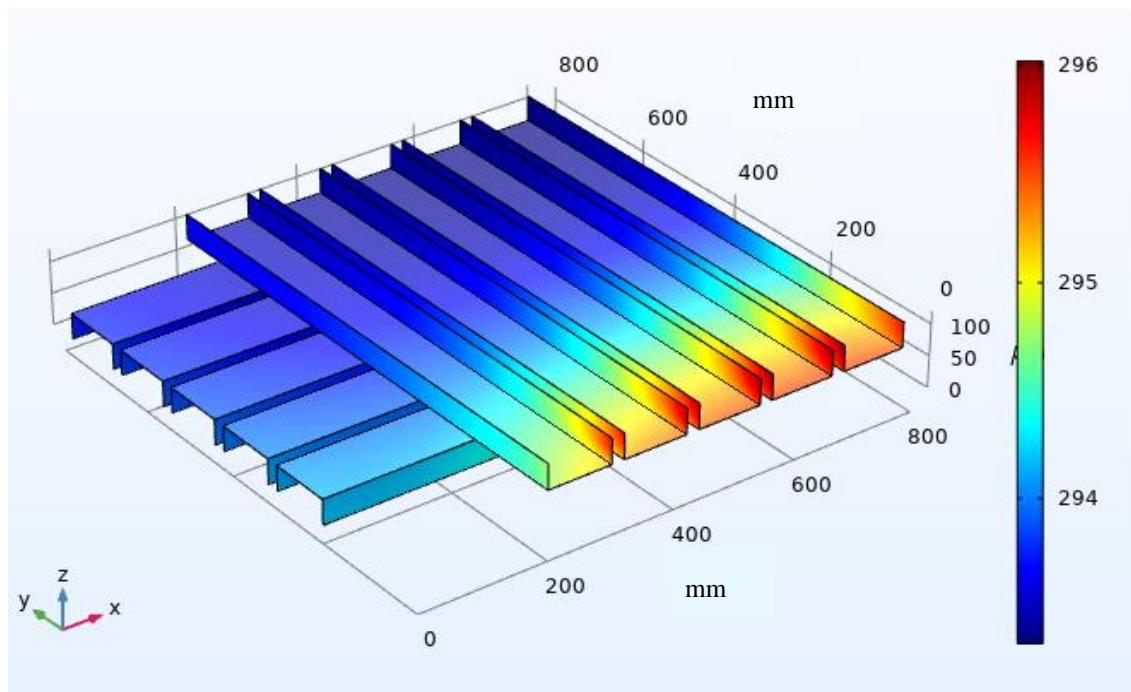


Figure 33: Simulation de distribution de température à  $t = 10$  s.

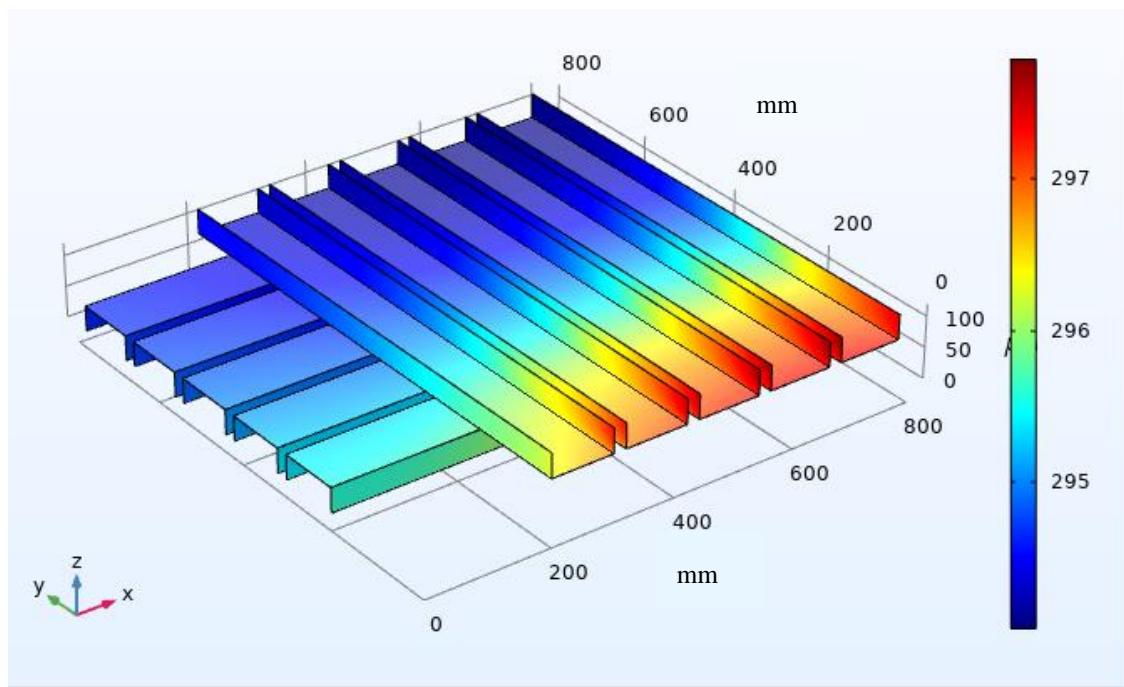


Figure 34: Simulation de distribution de température à  $t = 15$  s.

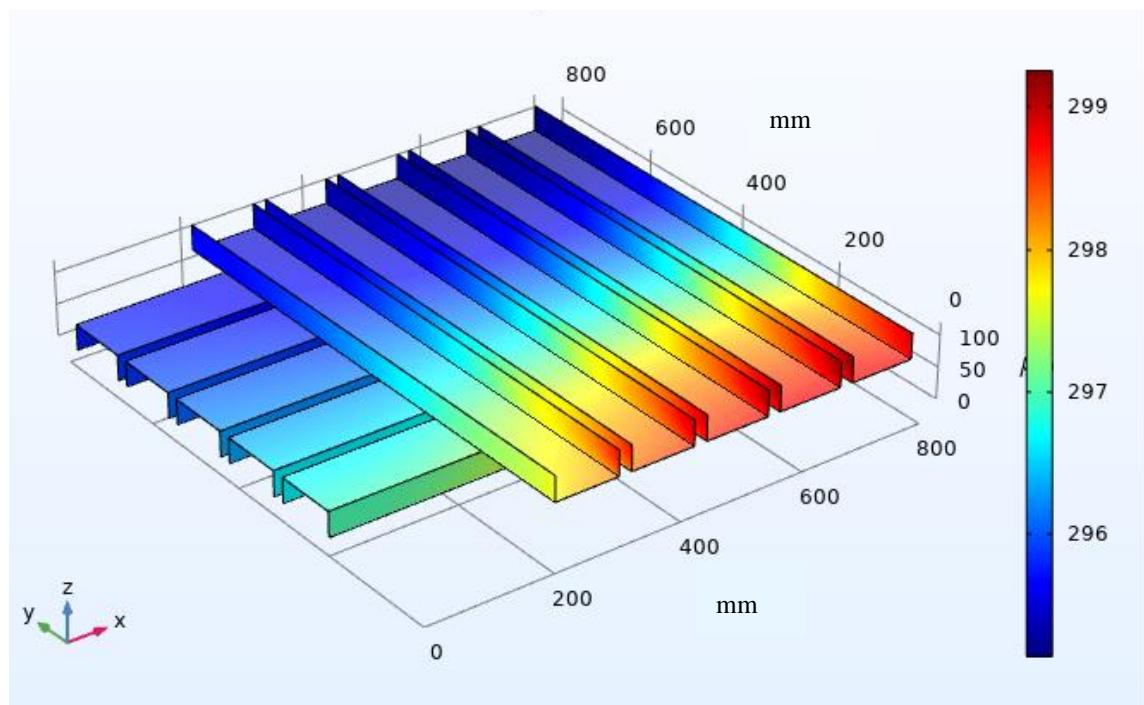


Figure 35: Simulation de distribution de température à  $t = 20$  s.

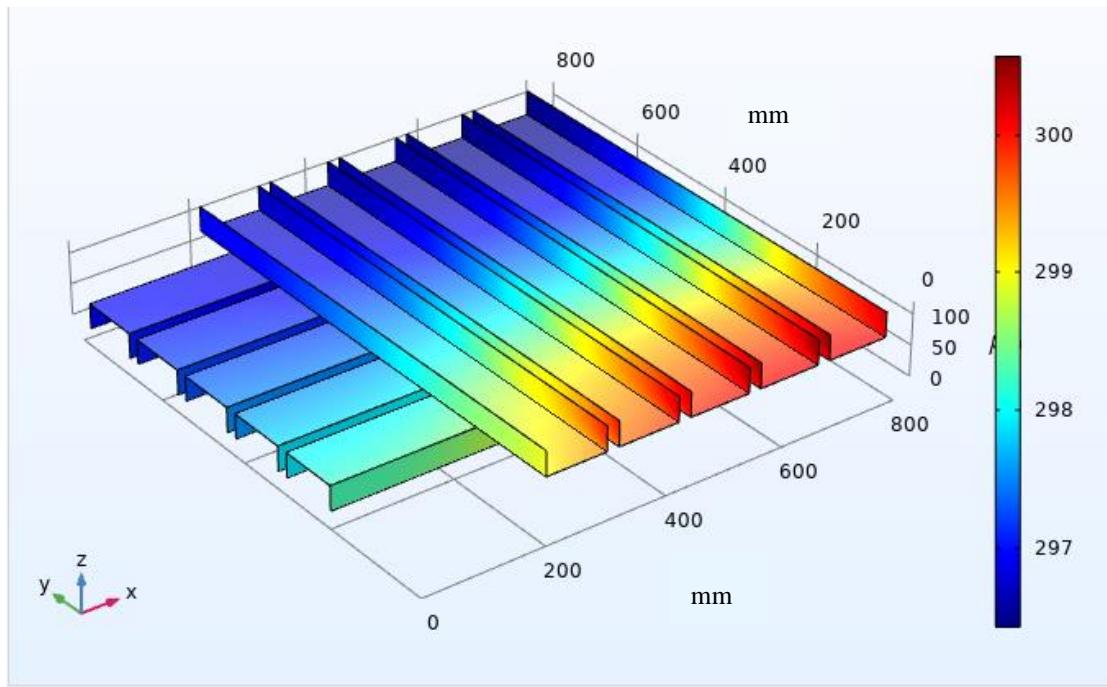


Figure 36 Simulation de distribution de température à  $t = 25$  s.

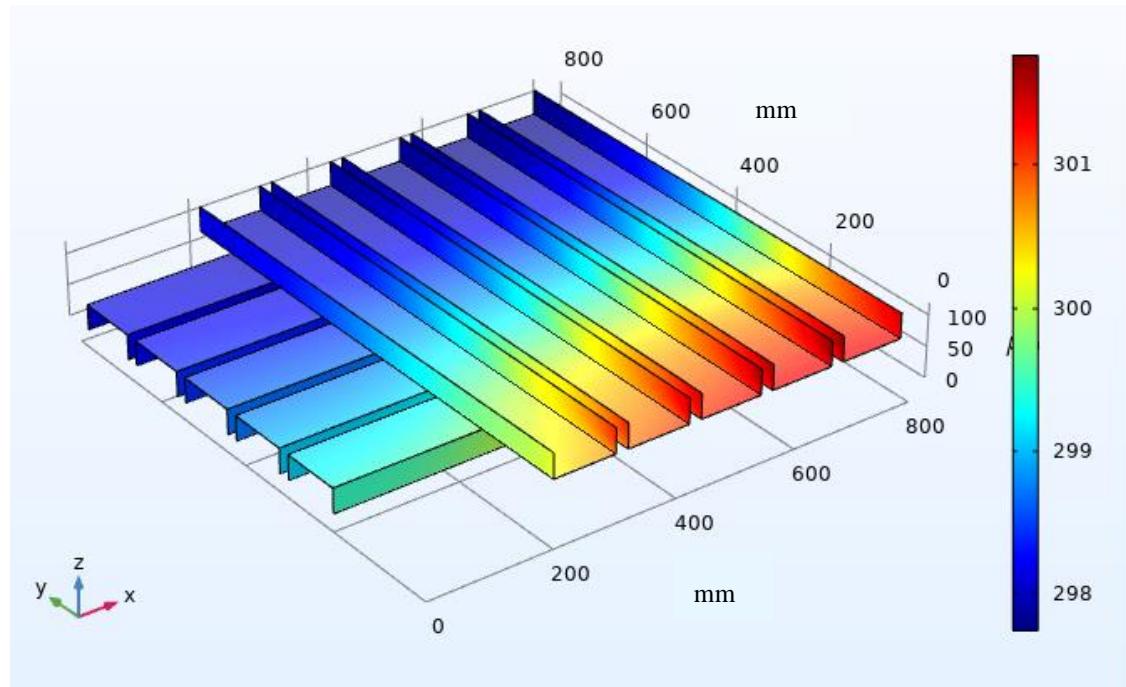


Figure 37: Simulation de distribution de température à  $t = 30$  s.

### III.4.2 Résultats d'iso surface température :

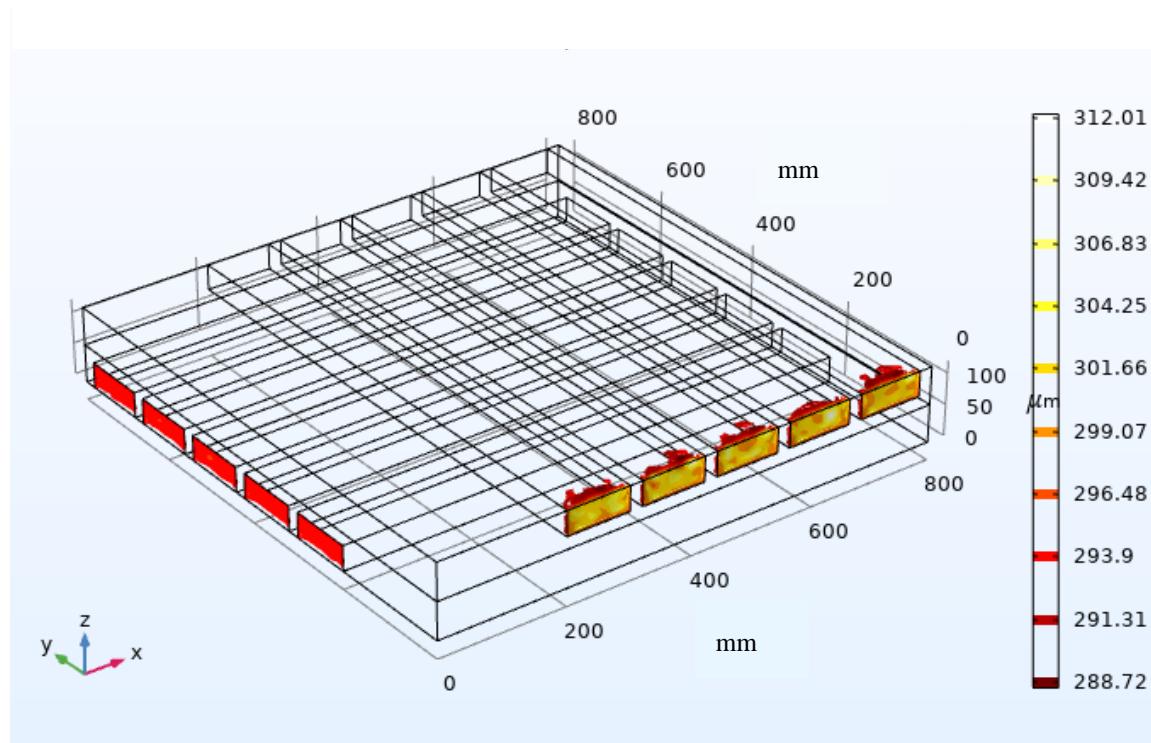


Figure 38: Iso surface-température à  $t = 0$  s.

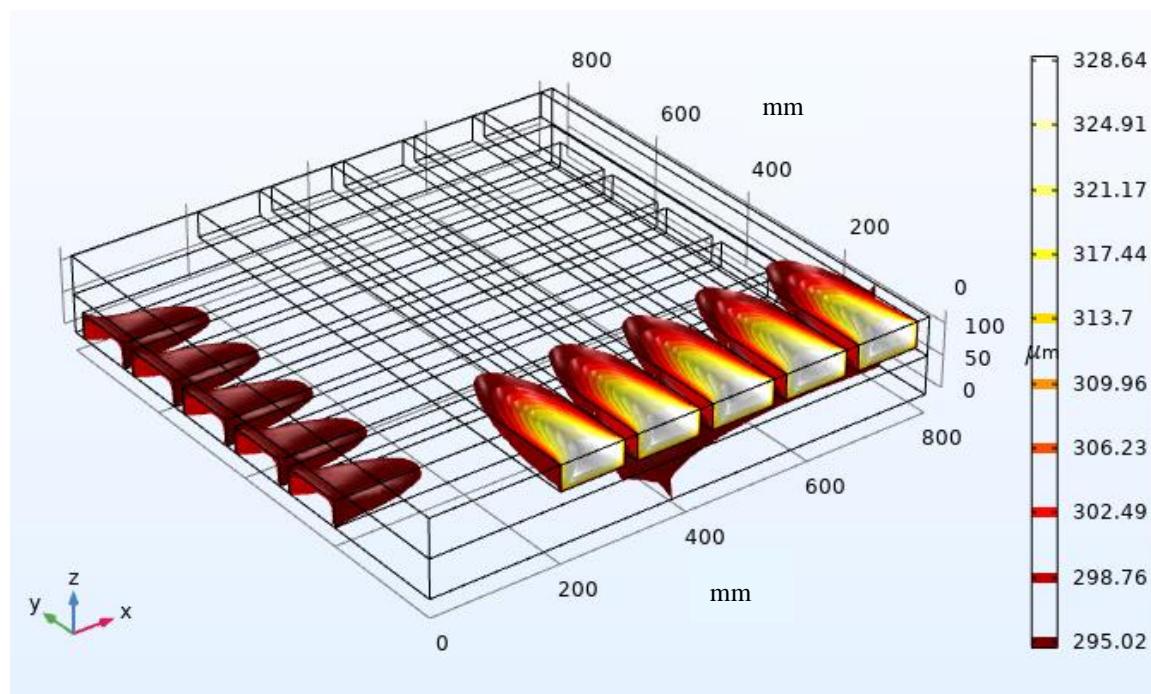


Figure 39: Iso surface-température à  $t = 10$  s.

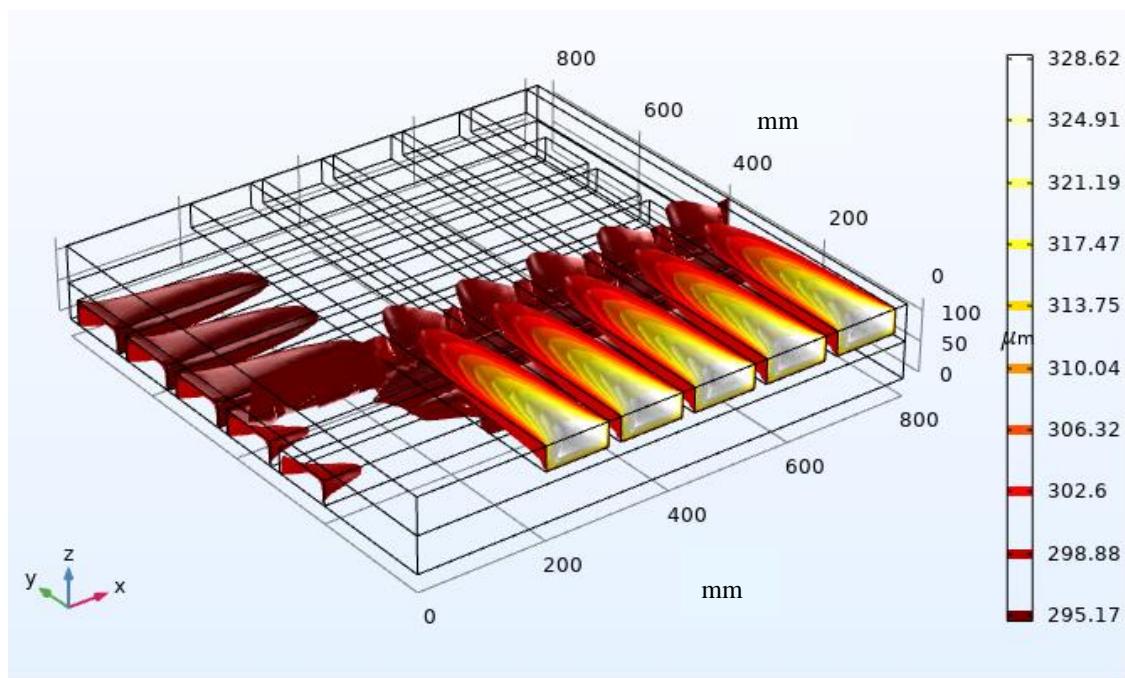


Figure 40: Iso surface-température à  $t = 15$  s.

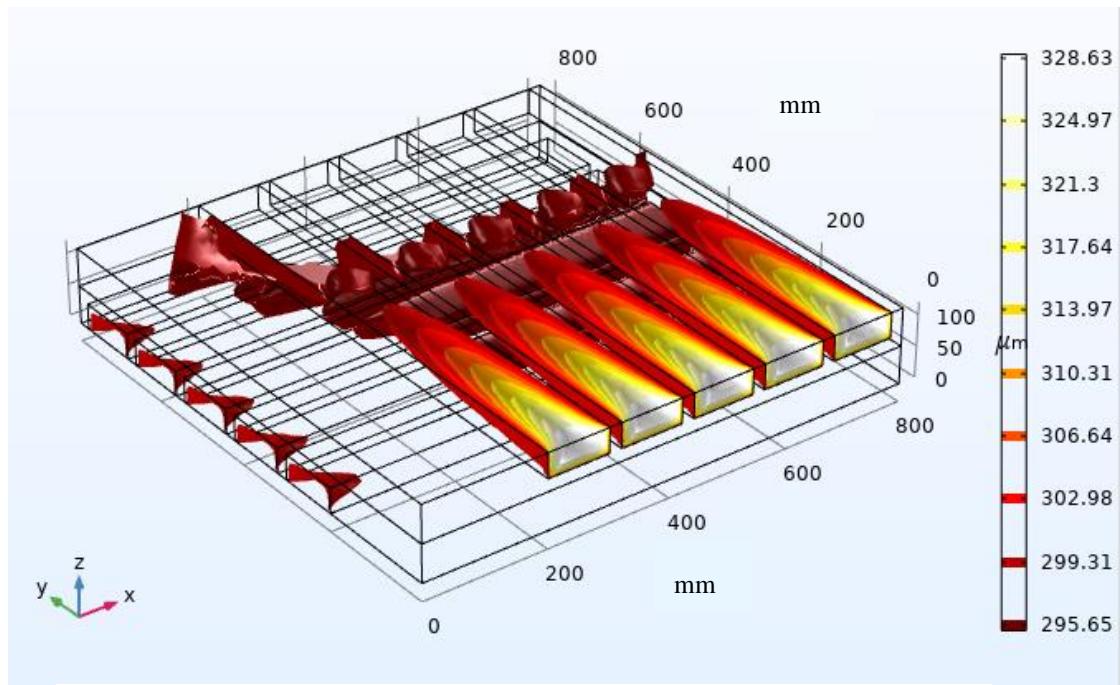


Figure 41: Iso surface-température à  $t = 20$  s.

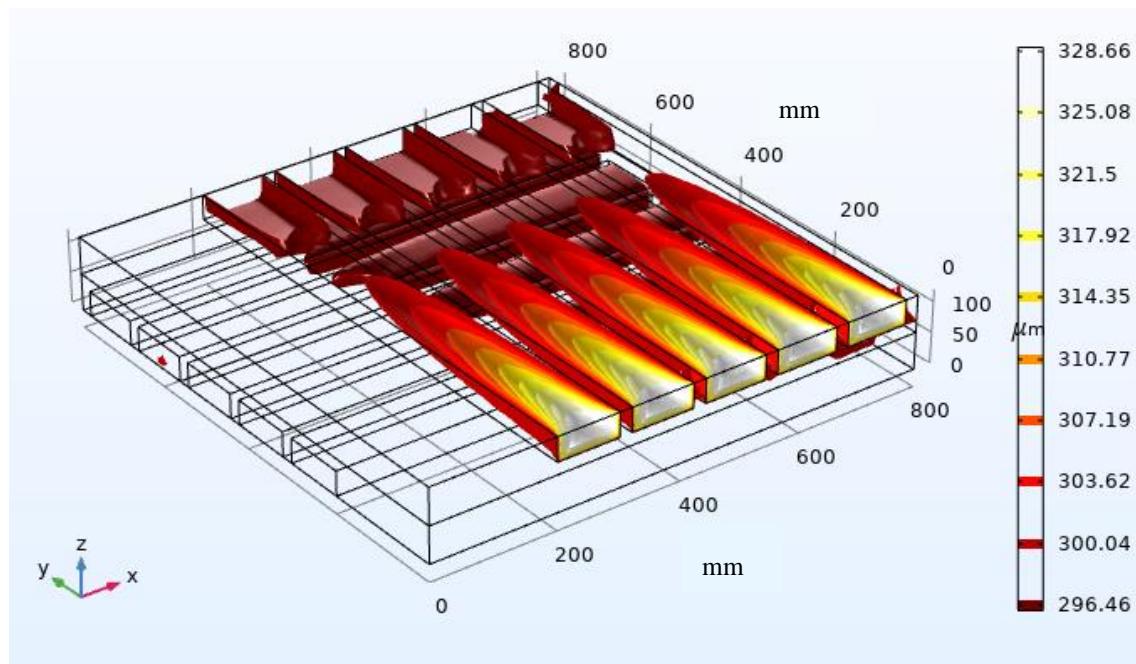


Figure 42: Iso surface-température à  $t = 25$  s.

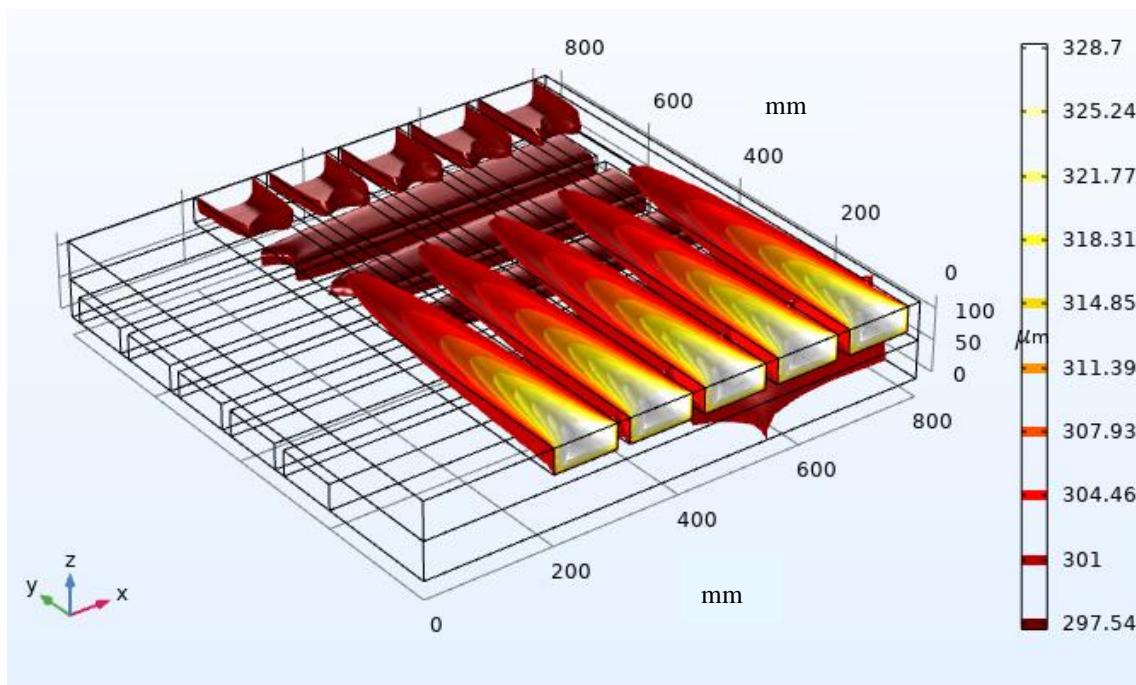


Figure 43: Iso surface-température à  $t = 30$  s.

### III.4.3 Résultats de vitesse :

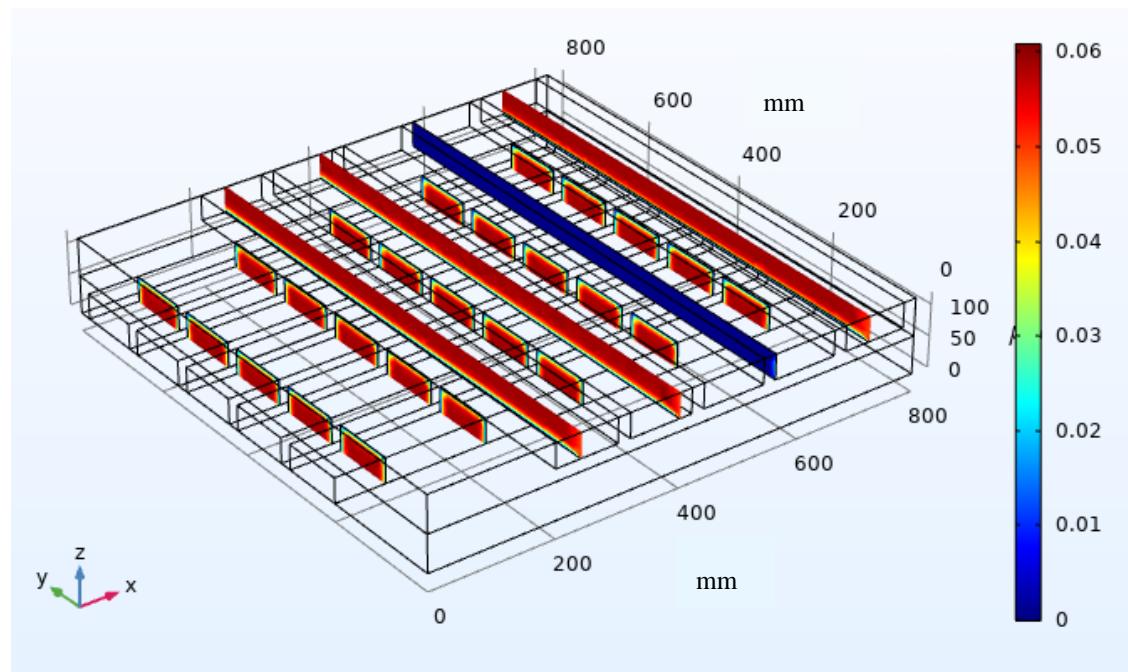


Figure 44: Profils de vitesse à  $t = 0$  s.

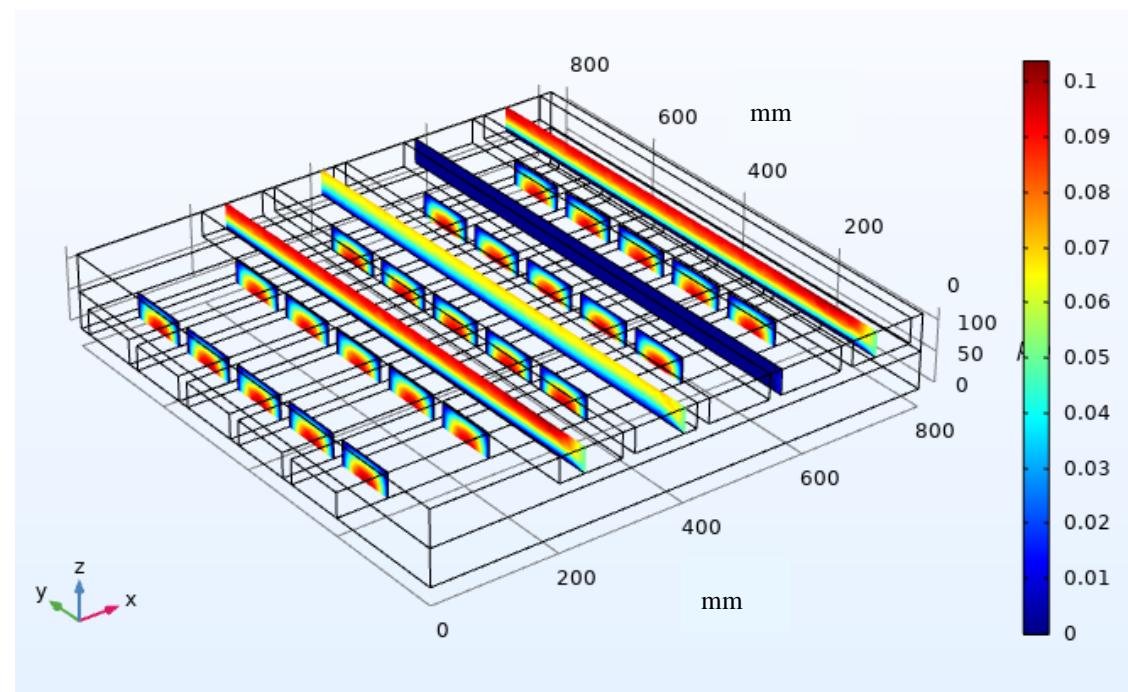


Figure 45: Profils de vitesse à  $t = 10$  s.

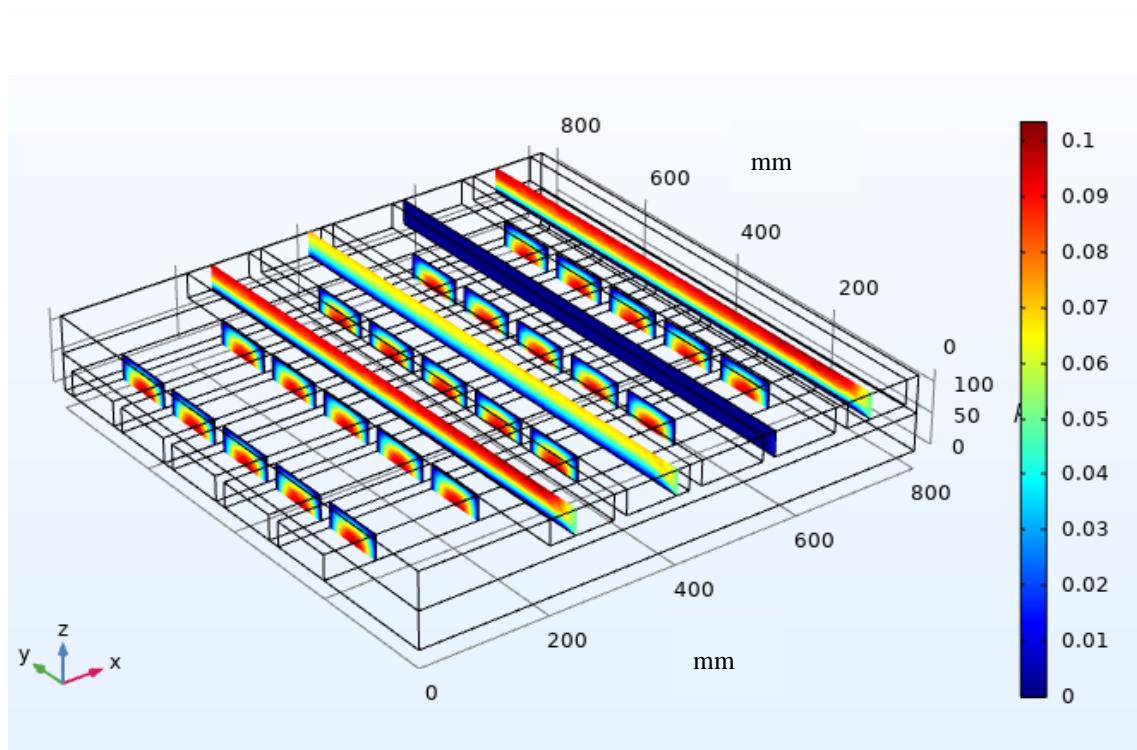


Figure 46: Profils de vitesse à  $t = 15$  s.

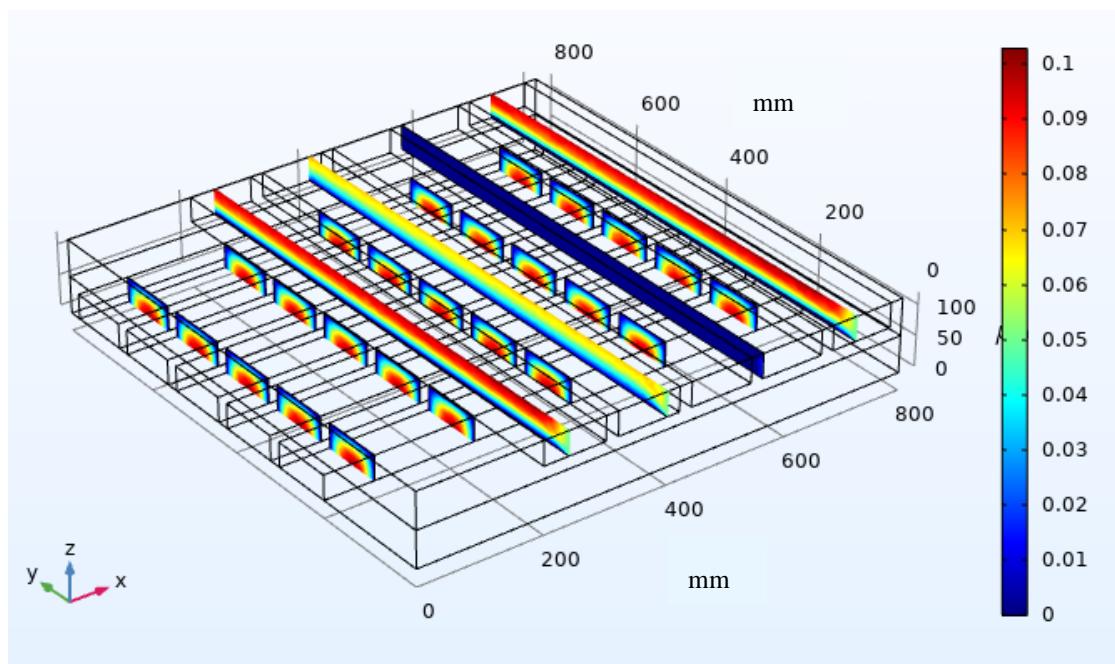


Figure 47: Profils de vitesse à  $t = 20$  s.

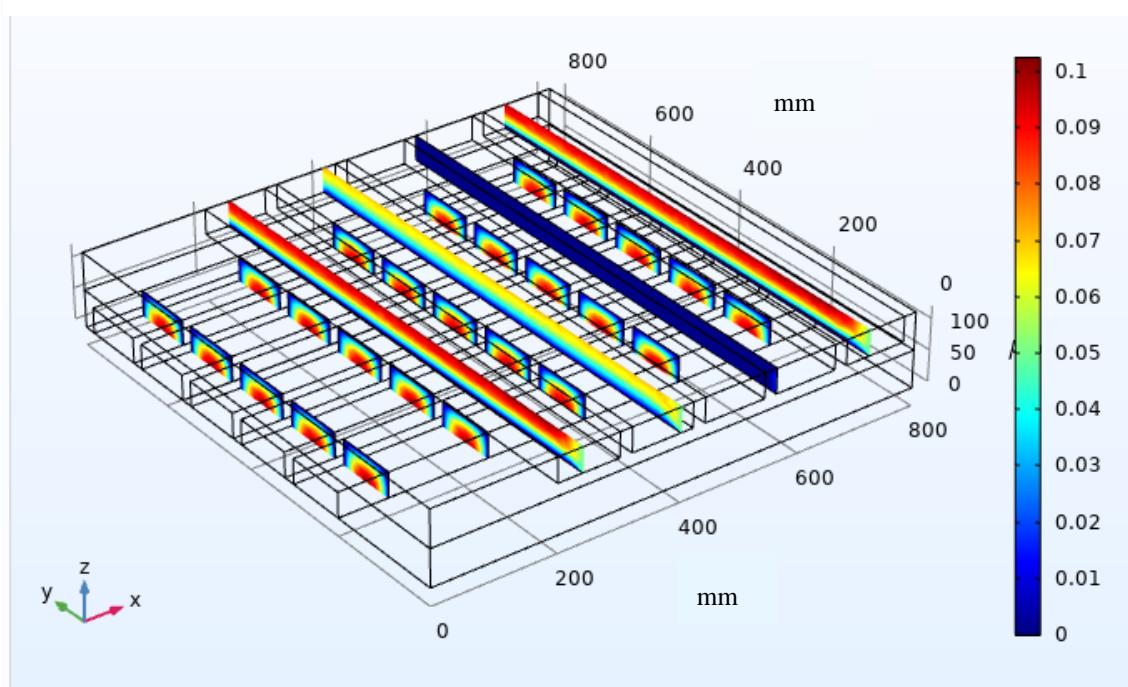


Figure 48: Profils de vitesse à  $t = 25$  s.

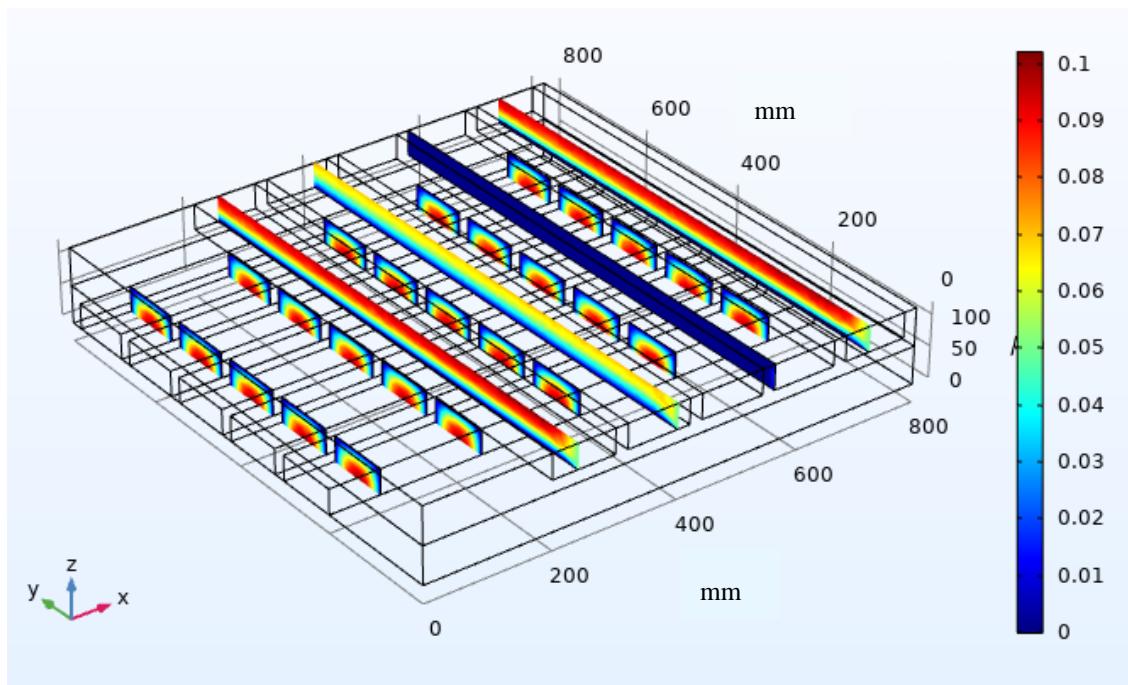


Figure 49: Profils de vitesse à  $t = 30$  s.

### III.4.4 Résultats de pression :

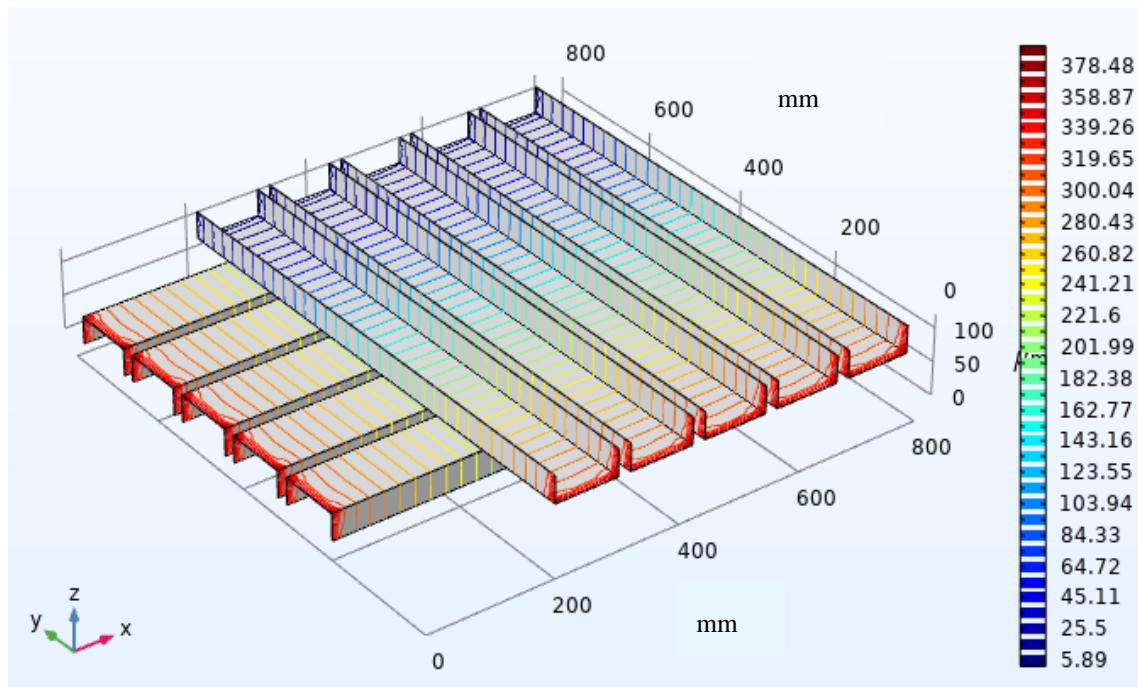


Figure 50: Pression à  $t = 0$  s.

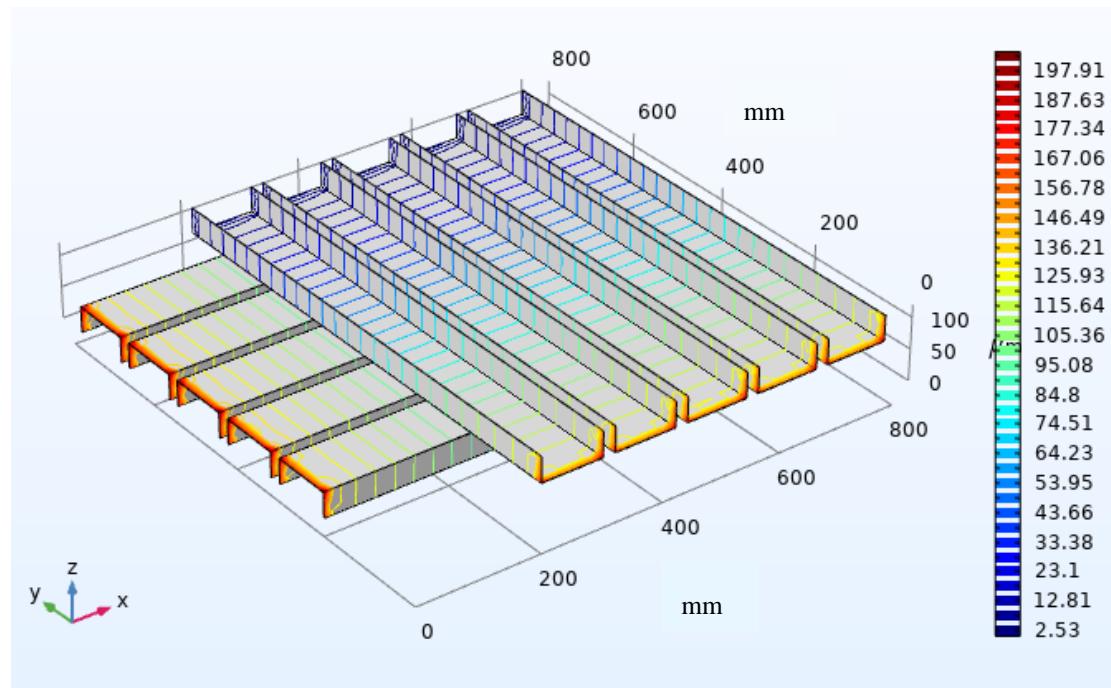


Figure 51: Pression à  $t = 10$  s.

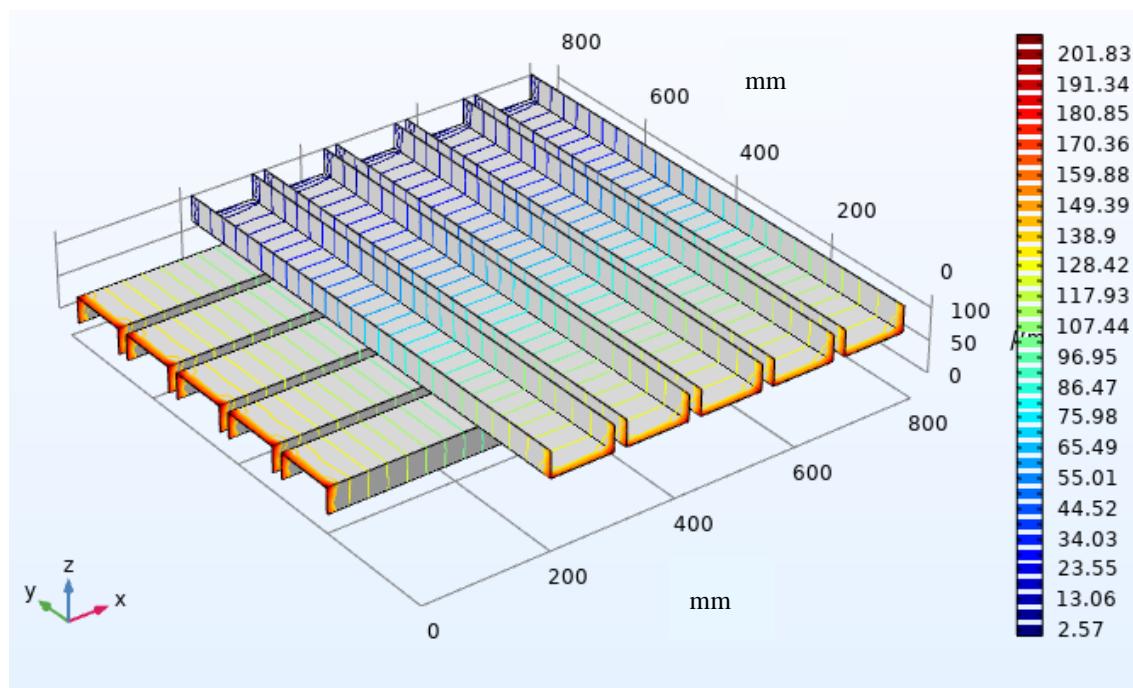


Figure 52: Pression à  $t = 15$  s.

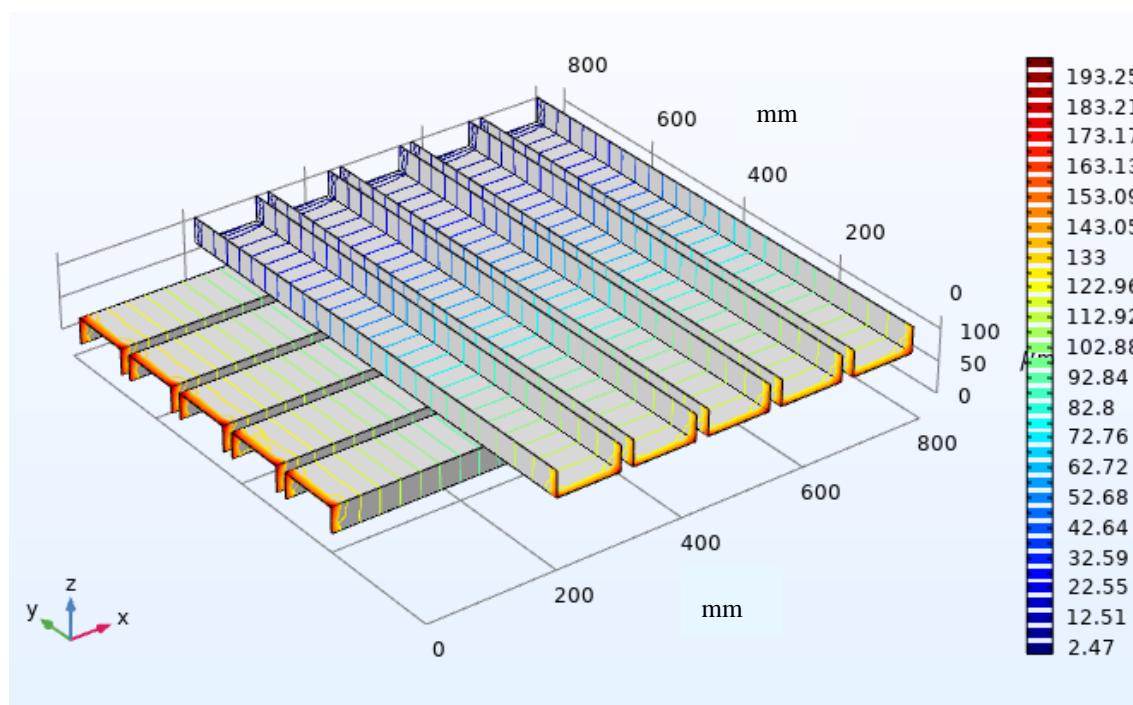


Figure 53: Pression à  $t = 20$  s.

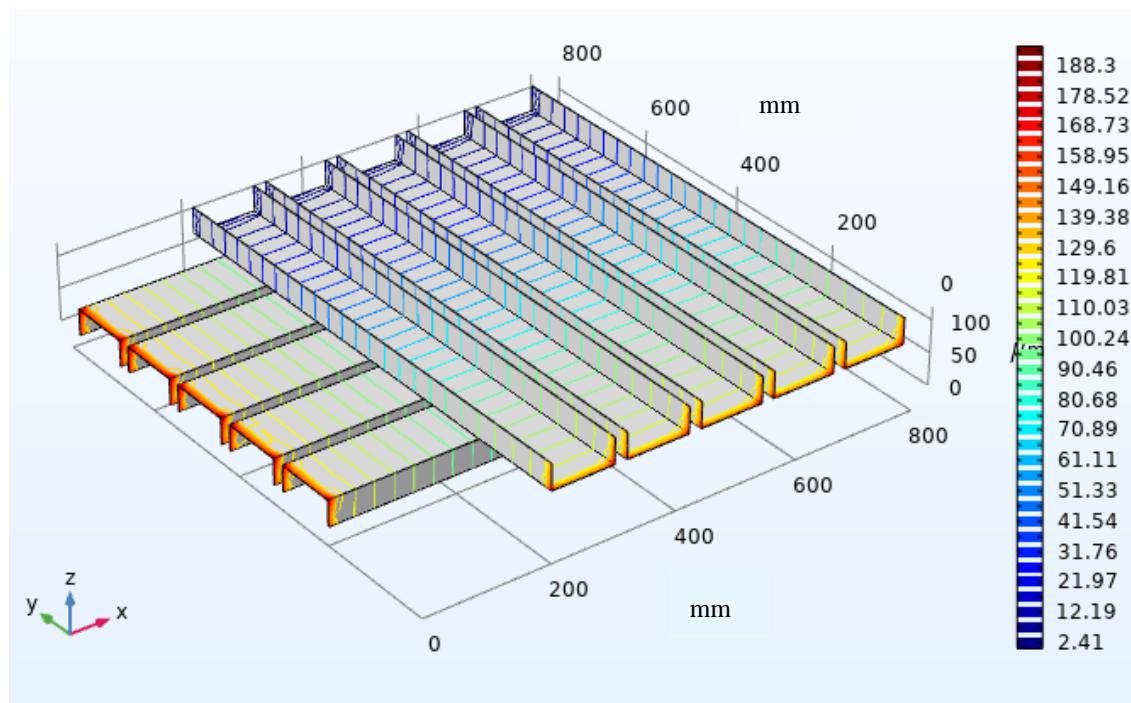


Figure 54: Pression à  $t = 25$  s.

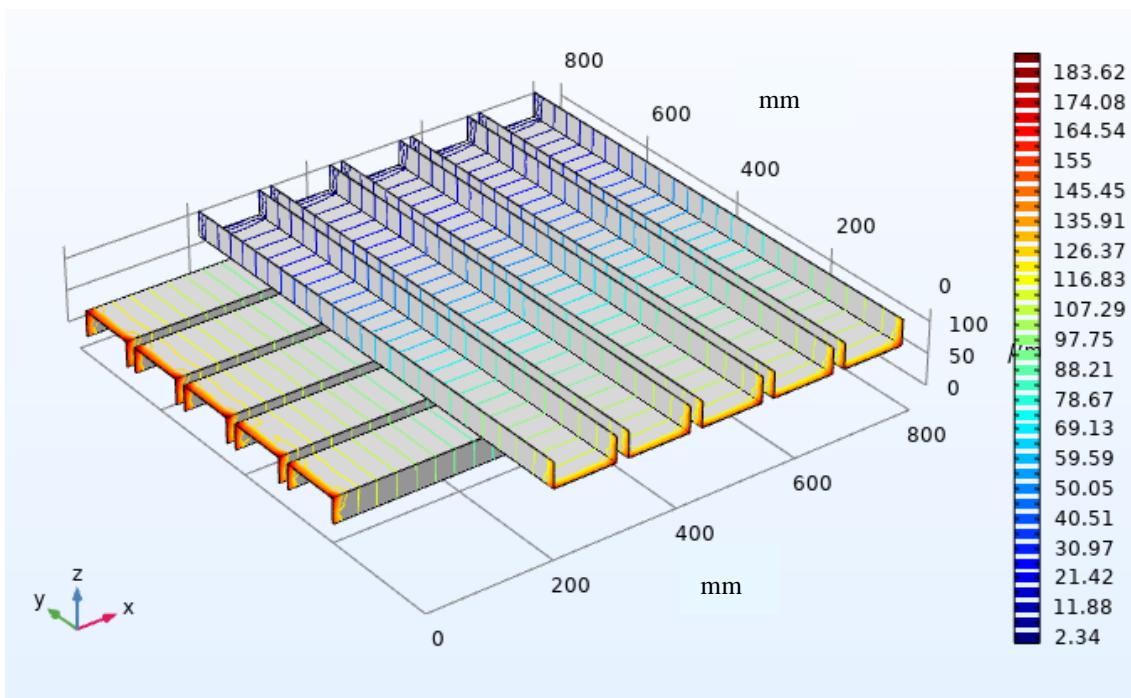


Figure 55: Pression à  $t = 30$  s.

### III.4.5 Diagramme de la viscosité dynamique :

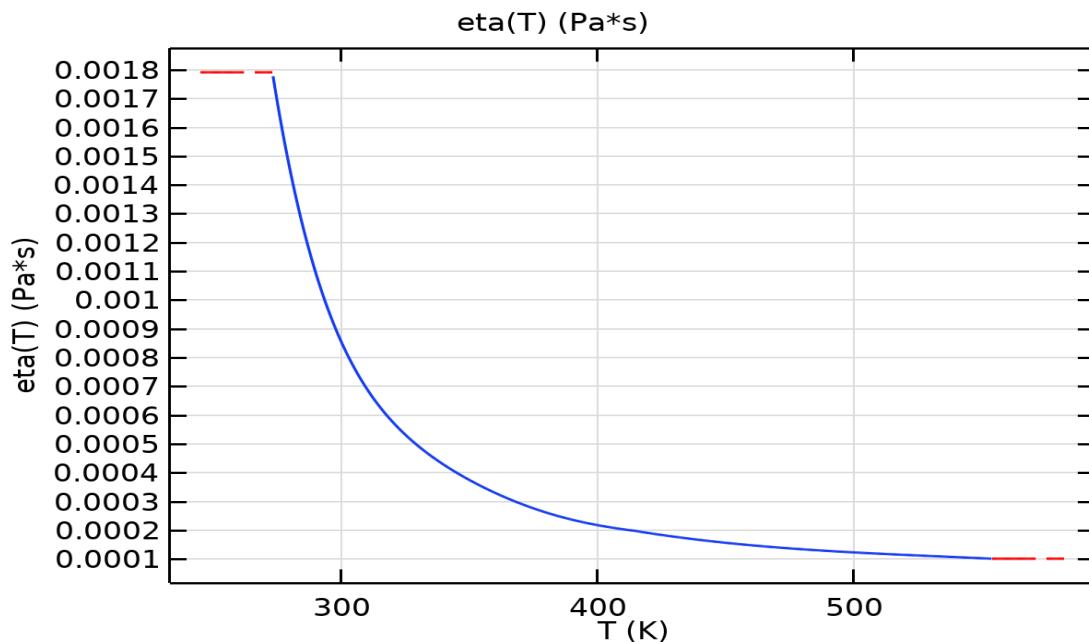


Figure 56 Diagramme de la viscosité dynamique

### III.4.6 Diagramme de la capacité calorifique :

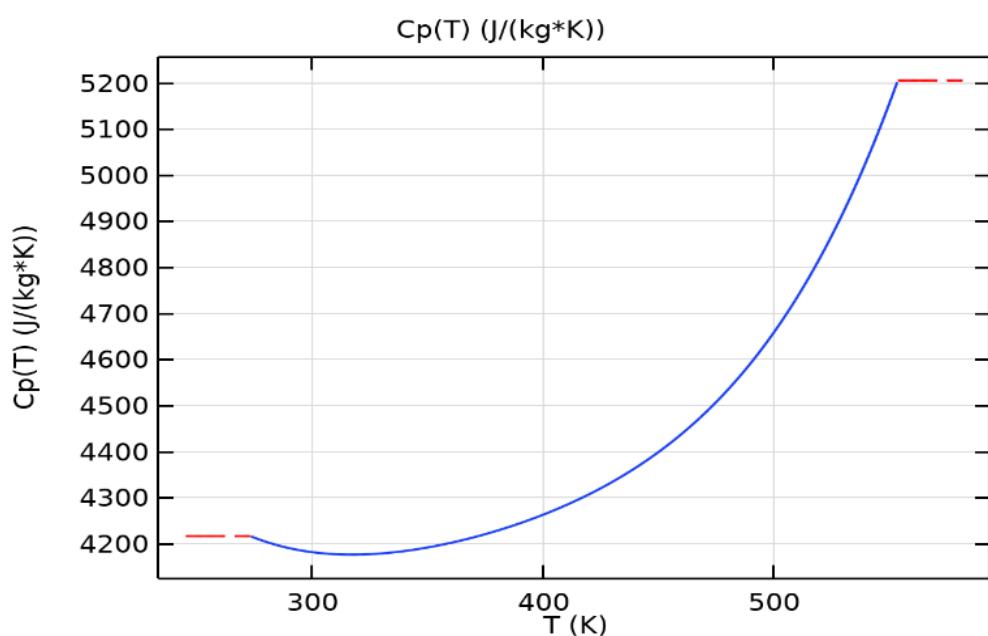


Figure 57 : Diagramme de la capacité calorifique

### III.4.7 Diagramme de la Masse Volumique :

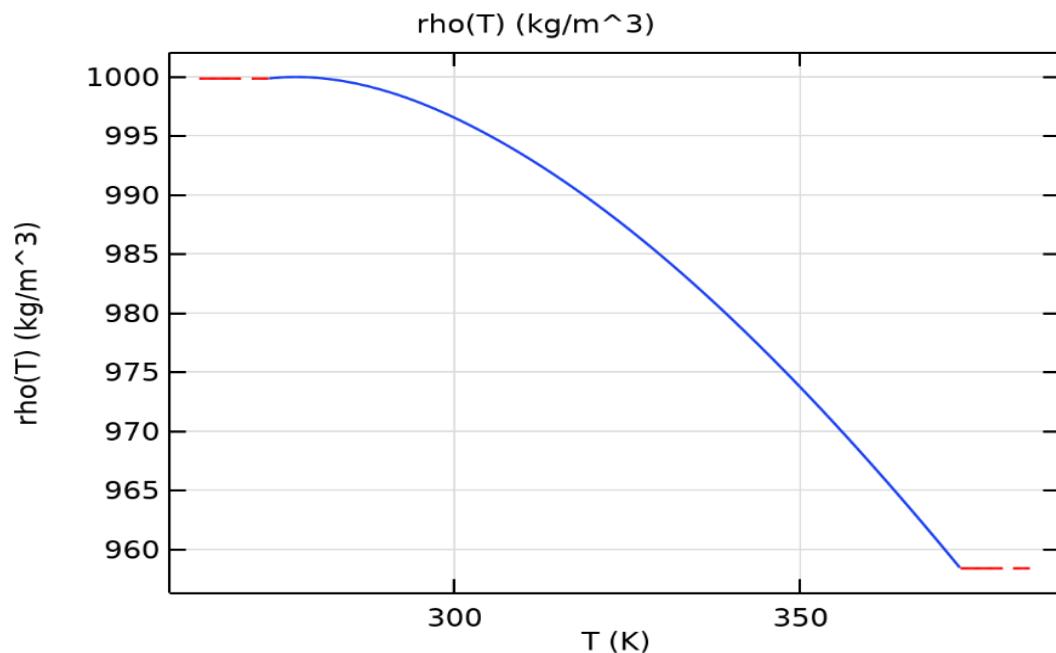


Figure 58: Diagramme de la masse volumique

## III.5 Discutions des résultats :

### III.5.1 Température :

On peut clairement observer une variation significative des températures dans les figures 32,33 et 34. Lorsque l'eau entre dans les canaux, sa température varie dans une plage comprise entre 27 °C et 57 °C. Au fur et à mesure de son écoulement à travers les canaux, on constate une modification progressive de la température. En particulier, l'eau froide subit une élévation de température, tandis que l'eau chaude, quant à elle, voit sa température diminuer. Ce phénomène est représenté de manière plus détaillée dans les figures 35,36 et 37, qui illustrent les changements thermiques respectifs des deux types d'eau.

Cette différence de température observée entre l'entrée et la sortie des canaux s'explique principalement par le processus d'échange thermique qui s'est produit entre l'eau chaude et l'eau froide. Ce transfert de chaleur a eu lieu par conduction thermique

à travers les parois séparant les deux flux d'eau. En effet, la chaleur s'est déplacée naturellement du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid jusqu'à atteindre un équilibre thermique partiel. Ce mécanisme de transfert thermique met en évidence l'efficacité du système à favoriser le transfert d'énergie thermique entre deux fluides de températures différentes.

### **III.5.2 La vitesse :**

L'eau froide et l'eau chaude circulent dans des directions opposées, de chaque côté des plaques. Même s'il y a un échange de chaleur entre les deux flux, la vitesse de l'écoulement reste constante. Cela montre que le système fonctionne de manière stable, ce qui permet un transfert de chaleur régulier et efficace. Le fait que la vitesse ne change pas aide à garder une bonne différence de température entre les deux côtés.

### **III.5.3 la pression :**

Les figures, de 50 à 55, montrent que la pression de l'eau diminue progressivement tout au long de son écoulement dans les canaux. Cette baisse de pression est principalement attribuée à la diminution de la température de l'eau, résultant d'un échange thermique entre les flux d'eau chaude et froide. Par conséquent, la réduction de la température provoque une baisse de pression, conformément aux principes de la thermodynamique des fluides.

### **III.5.4 la viscosité dynamique :**

Le graphique montre l'évolution de la viscosité dynamique sur la figure 57, où l'on observe une diminution rapide de la viscosité avec l'augmentation de la température, qui se poursuit avec l'intensification des échanges thermiques. Comme l'indique le graphique, à une température inférieure à 300 K, la viscosité est relativement élevée, aux alentours de 0,0017 Pa·s. En revanche, lorsque la température atteint environ 500 K, la viscosité chute rapidement à environ 0,0001 Pa·s, ce qui reflète une baisse significative de la résistance du fluide aux variations thermiques

### **III.5.5 la capacité calorifique :**

Dans la figure 58 La capacité calorifique ( $C_p(T)$ ) en fonction de la température, autour de 280–300 K, elle reste parfaitement stable, à environ 4250 J/kg·K. Ensuite, à

partir d'environ 350 K, elle commence à augmenter, puis s'élève très rapidement après 450 K ! On passe de 4300 J/kg·K à près de 5200 J/kg·K dans une fraction de seconde. Cela montre clairement que la capacité calorifique n'est pas toujours constante, en particulier lorsque la température augmente.

### **III.5.6 la Masse Volumique :**

La figure 58 montre le diagramme de la masse volumique ( $\rho$ ) en fonction de la température (T). On observe clairement que la masse volumique diminue lorsque la température augmente. Au début, pour des températures autour de 290 K à 300 K, la densité est proche de 1000 kg/m<sup>3</sup>, ce qui est typique de l'eau à basse température. Ensuite, à mesure que la température augmente jusqu'à environ 360 K, la densité chute progressivement pour atteindre environ 960 kg/m<sup>3</sup>.

Cela s'explique par le fait que, lorsque la température augmente, les molécules s'agitent davantage et s'éloignent les unes des autres, ce qui entraîne une diminution de la masse volumique. Ce comportement est cohérent avec les propriétés physiques de l'eau.

## *Conclusion générale*

## **Conclusion générale :**

L'échangeur de chaleur constitue aujourd'hui un composant fondamental dans de nombreux dispositifs utilisés au quotidien. Sa fonction principale est d'assurer le transfert de l'énergie thermique entre deux fluides, ce qui le rend indispensable dans les systèmes de chauffage et de refroidissement.

Dans le domaine industriel, il représente un outil d'une grande efficacité, largement exploité dans divers secteurs, en particulier dans les installations thermiques. On distingue principalement deux types d'échangeurs : l'échangeur à plaques et l'échangeur tubulaire. Parmi eux, l'échangeur à plaques est le plus répandu, représentant entre 30 % et 40 % des installations en service.

Les échangeurs à plaques destinés aux industries chimique, pétrolière et pétrochimique sont généralement conçus conformément aux normes de l'ASME (American Society of Mechanical Engineers), garantissant leur conformité aux exigences de sécurité et de performance.

Il est estimé qu'environ 90 % de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transitent au moins une fois par un échangeur de chaleur, que ce soit durant les étapes du processus ou dans les systèmes de récupération de chaleur.

Les résultats de l'étude réalisée montrent que le fonctionnement optimal d'un échangeur à plaques dépend de plusieurs paramètres essentiels. Parmi les plus déterminants, on retrouve la température, la pression des fluides, leurs propriétés physiques, ainsi que le régime et le sens d'écoulement.

Les simulations numériques menées dans le cadre de ce travail ont permis de dégager les observations suivantes :

- ✓ La température est influencée par les caractéristiques des fluides, leurs débits respectifs, ainsi que par la configuration et le sens de l'écoulement.
- ✓ La pression dépend directement de la température, de la vitesse d'écoulement, des propriétés physiques des fluides (notamment la densité et la viscosité), ainsi que de la conception géométrique de l'échangeur.
- ✓ Le régime d'écoulement est fonction de la vitesse du fluide, elle-même influencée par la géométrie de l'appareil et le trajet suivi par le fluide à travers l'échangeur.

- ✓ Le transfert thermique par conduction est conditionné par la conductivité thermique des matériaux et l'épaisseur des canaux de passage.
- ✓ Le transfert thermique par convection est quant à lui influencé par la nature chimique du fluide, les caractéristiques de la surface d'échange, et le régime d'écoulement.

Enfin, les performances globales de l'échangeur dépendent fortement de la qualité de la surface d'échange entre les deux fluides. Ainsi, un entretien régulier s'avère indispensable afin de maintenir un rendement optimal et d'éviter toute baisse de performance liée à l'encrassement ou au vieillissement des composants.

*Références  
bibliographiques*

## **REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :**

- [1] BENTATA karima, « ETUDE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUES », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme master en Génie des procédés, département de génie mécanique, Université de Mostaganem, 2021.
- [2] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [3] JEAN FRANCOIS SACADURA « Initiation aux transferts de chaleur », Lavoisier 1982.
- [4] JAQUE PADET « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs » - paris, Masson, 1994.
- [5] TAMENDJARI FAOUZI, KHALED RABAH, « Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master Spécialité Installations Energétiques et Turbomachines, département de génie mécanique, UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA, 2022.
- [6] FRANCK KREITH, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967.
- [7] Idir Brahim, Idir Lyes, « Etude et Dimensionnement d'un Echangeur de Chaleur à Plaque -Unité Margarine Cevital Bejaïa », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme master Spécialité énergétiques et, département de génie mécanique, UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA, 2021.
- [8] OUGANA ABDEL MOUMENE, Etude et dimensionnement d'un système de refroidissement d'un system de refroidissement Tchin-lait, Candia. Thèse de master. Université Abderrahmane MIRA BEJAIA, Algérie.2019.
- [9] Mémoire de Master en Génie Energétique MEKCEM Maroua, Dimensionnement d'un echangeur a tubes et calandre de l'unite de decarbonatation du complexe gl1k skikda 2016/2017[2].
- [10] M. Akli, L. Elaid, « Simulation numérique de transfert de chaleur dans un échangeur coaxial », Université Akli Mohand Oulhadj-Bouira, (2018).
- [11] F. Taourit , "Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un echangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes)". Université Abou Bakr Belkaid-Tlemcen (2013).

- [12] Y. Toufik, "Percement des tubes dans les échangeurs de chaleur". UniversiteAbdelhamid InbBadis de Mostaganem. (2012)[10] : O.Anvari, "Échangeurs Thermiques", Université De Mohammed V - De Rabat, Support de cours, (2018).
- [13] D. Nadjemeddine, "Simulation d'une conception d'un échangeur à faisceau et calandre", Mémoire de Master en Génie Mécanique Energétique et l'environnement, Université de Annaba. (2017)
- [14] T. Farid, "Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur", Mémoire de Master en Génie Energétique- (2013).
- [15] R. LELEU. Transfert de chaleur, technique de l'ingénieur, traité des procédés J.1080
- [16] A. Menidjel " Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre ", I.AP/ SPA. Skikda (2009).
- [17] A. Ridha, "Transfert de Chaleur et de Masse ", Université de Caen (2009/2010).
- [18] J. FOURIER. Transfert thermique "théorie analytique de la chaleur". IUP Génie Civil, 1822.
- [19] M. ADAMS. Transmission de la chaleur. DUNOD 1961.
- [20] A. BOUVENOT. Transfert de chaleur, Masson.
- [21] J. GOSSE. Guide technique de thermique, DUNOD 1981.
- [22] R. BESSAIH. Transfert de chaleur et de la matière, publication de l'université Mentouri
- [23] R. LELEU. Transfert de chaleur, technique de l'ingénieur, traité des procédés J.1080.