

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

**Modélisation Numérique des Écoulements et Transferts de
Chaleur dans des Configurations D'intérêt Pratique :
Échangeur de chaleur**

Présenté par : KHODJA ISHAK
MEROUANI MOHAMED

Dirigé par : Pr MECHIGHEL FARID Université Badji Mokhtar ANNABA

Jury de Soutenance :

Pr SARI Mohamed Rafik	UBMA	Président
Pr MECHIGHEL Farid	UBMA	Encadrant
Dr DIB Amar	UBMA	Examineur

Année Universitaire : 2021/2022

Remerciements

Nous remercions le bon dieu pour le courage qu'il nous a donné pour surmonter toutes les difficultés rencontrées durant nos années d'études.

Nous tenons à remercier notre encadreur « Pr MECHIGHEL Farid » pour ses conseils et son suivi continu durant toute la période de réalisation de ce travail.

Nous adressons nos remerciements aux membres de Jury Pr SARI Mohamed Rafik et Dr DIB Amar d'avoir accepté de nous faire l'honneur de juger ce travail.

Enfin nous adressons nos vives reconnaissances à tous les membres de l'université sans oublier les étudiants.

Dédicaces

J'offre le fruit de mes études à mes chers parents, dont l'affection qu'ils m'ont toujours témoignée m'a été un soutien constant tout le long de mes études pour aboutir à mon but.

Qu'ils trouvent dans ce mémoire un remerciement bien minime.

A mes frères pour leur générosité et leur soutien moral, et à tous mes amis avec lesquels j'ai partagé des bons moments.

Ishak

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail avant tout aux deux personnes les plus chères au monde : chère mère et cher père.

A tous mes frères et sœurs pour leurs soutiens et leurs encouragements.

A tous mes amis et collègues.

A tous ceux qui me sont très chers.

Mohamed

Table des matières :

<i>Remerciements</i>	A
<i>Dédicaces</i>	B
<i>Liste des figures</i> :	A
<i>Nomenclature</i> :	C
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Généralités sur les transferts de chaleur dans des équipements thermiques	2
1.1 <i>Généralités sur les transferts de chaleur</i>	2
1.1.1 Importance du transfert de chaleur en ingénierie	2
1.1.2 Les différents modes de transferts.....	2
La conduction :.....	3
La convection :	3
Le rayonnement :.....	4
1.1.3 Les lois de transfert de chaleur	4
1.2 <i>Transfert de chaleur et/ou de masse dans les applications industrielles pratiques</i>	5
1.3 <i>Généralités sur les échangeurs de chaleur</i>	6
1.3.1 Définition des échangeurs de chaleur	6
1.3.2 Transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur	6
1.3.3 Domaine d'application des échangeurs de chaleur	6
1.4 <i>Classification des échangeurs de chaleur</i>	7
1.4.1 Classification selon le point de vue fonctionnel	8
1.4.2 Classification en fonction des processus de transfert	10
1.4.3 Classification selon la disposition des écoulements (la configuration de circulation des fluides)	11
1.4.4 Classification selon la construction géométrique	13
1.4.5 Classification selon la phase du fluide	20
1.4.6 Autres classification.....	21
Chapitre 2 : État de l'art sur la modélisation et la simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur	24
2.1 <i>Introduction</i>	24
2.2 <i>Modélisation numérique des écoulements et transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur</i>	24
2.3 <i>Paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur</i>	34
2.4 <i>Influence de l'encrassement de la surface interne des tubes sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur</i>	41
Chapitre 3 : Modélisation mathématique des écoulements laminaires et turbulents dans les conduits	44
3.1 <i>Introduction</i>	44
3.2 <i>Régime laminaire : Équations régissant la convection laminaire dans un conduit</i>	44
3.3 <i>Régime turbulent : Équations régissant la convection turbulente dans une conduite basée sur certains modèles de turbulence existants</i>	46
3.3.1 Écoulement de convection laminaire vs écoulement de convection turbulente.....	46
3.3.2 Procédure de prise de la moyenne dans le temps (Time averaging)	46

3.3.3 Exemples d'application de la procédure de moyenne dans le temps	48
3.3.4 Relations entre (\mathcal{K} , ε , ν_T et α_T) et les principaux modèles de turbulence	49
3.3.4.1 Expression de la viscosité cinématique turbulente.....	49
3.3.4.2 Modèles de turbulence :	50
3.3.5 Nombre de Prandtl turbulent (Relation entre la viscosité de tourbillon ν_T et la diffusivité de tourbillon α_T)	51
<i>3.4 Résumé des équations régissant la convection turbulente dans le cas général (problème multidimensionnel)</i>	51
3.4.1 Équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds	51
3.4.2 Quelques modèles de turbulence standards pour le calcul de ν_T	52
3.4.2.1 Modèles à une équation	52
3.4.2.2 Modèles à deux équations.....	52
Chapitre 4 : Calcul thermique d'un échangeur de chaleur et simulation CFD de l'écoulement turbulent dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact	59
4.1 Introduction	59
4.2 Formules de base de l'échange thermique dans un échangeur de chaleur	59
4.2.1 Transfert de chaleur entre deux fluides	59
4.2.2 Les méthodes de conception : DTLM et d'efficacité (ou NTU).....	62
4.3 Calcul thermique d'un échangeur de chaleur en utilisant les méthodes de conception	65
4.3.1 Exemple de calcul d'un échangeur à tube et calandre en utilisant la méthode DTLM	65
4.3.2 Remarques sur les méthodes DTLM et NUT vs la simulation numérique	71
4.4 Simulation numérique de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact.....	73
4.4.1 Considérations générales	73
4.4.2 Modèle mathématique	73
4.4.3 Hypothèses simplificatrices.....	74
4.4.4 Résultats et discussion	75
Conclusion générale	79
Références bibliographiques.....	80

Liste des figures :

Numéro de figure	Titre
Figure 1.1	Les différentes modes de transferts thermiques
Figure 1.2	Quelques domaines d'applications (domestiques et industriels) des échangeurs de chaleurs
Figure 1.3	Classification des échangeurs de chaleur
Figure 1.4	Classification des échangeurs de chaleur adoptée dans le présent travail
Figure 1.5	Classification des échangeurs de chaleur selon le point de vue fonctionnel
Figure 1.6	Classification des échangeurs de chaleur en fonction des processus de transfert
Figure 1.7	Classification des échangeurs de chaleur à contact direct
Figure 1.8	Classification des échangeurs de chaleur selon la disposition des écoulements (configuration des flux)
Figure 1.9	Configuration de l'écoulement à co-courant (le courant chaud est en rouge et le courant froid est en bleu)
Figure 1.10	Configuration d'écoulement à contre-courant (le flux chaud est en rouge et le flux froid est en bleu)
Figure 1.11	Configuration de flux croisés avec des flux mélangés (le flux chaud est en rouge, le flux froid est bleu)
Figure 1.12	Configuration de l'écoulement transversal (co-courant) avec des flux non mélangés (le flux chaud est en rouge, le flux froid est en bleu)
Figure 1.13	Classification des échangeurs de chaleur selon la construction géométrique
Figure 1.14	Classification des échangeurs de chaleur tubulaires
Figure 1.15	EC à une enveloppe et à une passe.
Figure 1.16	EC à une enveloppe et à deux passes
Figure 1.17	EC à deux coques (enveloppes) et à quatre passes
Figure 1.18	Schéma d'un échangeur de chaleur à tube et calandre
Figure 1.19	Image d'un échangeur de chaleur coaxial
Figure 1.20	Image d'un échangeur de chaleur à tubes et plaques
Figure 1.21	Image d'un échangeur de chaleur à tubes enroulés
Figure 1.22	Image d'un four pour gazéification de bio masse

Figure 1.23	Image d'un échangeur de chaleur refroidi par air
Figure 1.24	Quelques types d'échangeurs de chaleur à plaques
Figure 1.25	Types d'échangeurs de chaleur à plaques
Figure 1.26	Classification des échangeurs de chaleur selon la phase (état) du fluide
Figure 2.1	Schéma représentatif de l'échangeur de chaleur à tube et calandre
Figure 2.2	Schéma représentatif de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques et calandre
Figure 2.3	Géométrie de l'échangeur de chaleur conçue par un logiciel de conception
Figure 2.4	Schéma représentatif et système de coordonnées de l'échangeur de chaleur à tubes enroulés
Figure 2.5	Représentation schématique de l'échangeur à plaques et ailettes à contre-courant
Figure 2.6	L'installation expérimentale TALL-3D, exploitée par l'Institut royal de technologie KTH à Stockholm, a été conçue pour des expériences thermo-hydrauliques avec un liquide de refroidissement plomb-bismuth eutectique (LBE) dans des conditions d'écoulements de convection naturelle et forcée
Figure 2.7	Maillages numériques
Figure 2.8	Vue schématique du four Jaggery étudié
Figure 2.9	Composants de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre
Figure 2.10	Maillage et conditions aux limites pour l'échangeur de chaleur tubulaire et équipé de turbulateurs (à billes)
Figure 2.11	Géométrie de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes
Figure 2.12	Échangeur de chaleur industriel à serpentín hélicoïdal (<i>helicallycoiled Heat Exchanger</i>)
Figure 2.13	Photos du montage (configuration) expérimental
Figure 2.14	Vue de face du modèle d'échangeur de chaleur à micro canaux (MCHE) segmenté basé sur l'efficacité-NUT
Figure 2.15	Conduits sinusoïdaux ondulés (<i>Corrugated sinusoidal ducts</i>)
Figure 2.16	Schéma représentatif d'un échangeur de chaleur tubes à ailettes à deux passes (configuration à courants-croisés) avec des tubes à ailettes elliptiques
Figure 2.17	Le domaine de calcul, composé d'environ 5 millions d'éléments hexaédriques non structurés pour un tube d'échangeur de chaleur de 0,5 m de long et de 0,02 m de diamètre

Nomenclature :

q : densité de flux de chaleur (W/m^2)

k : conductivité thermique ($\text{W}/\text{m K}$)

T : température (K)

h : coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

t : temps (s)

C_p : chaleur spécifique à pression constante ($\text{J}/\text{kg K}$)

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$)

u_a : vitesse d'entrée moyenne (m/s)

L : dimension caractéristique (m)

p : pression (Pa)

g : l'accélération due à la pesanteur ($9.81 \text{ m}/\text{s}^2$)

x, y, z : coordonnées cartésiennes

u, v, w : composantes vitesse

Δ : Différence, écart

∂ : Dérivée partielle

u : Vecteur vitesse

$\nabla \cdot$: Divergence

∇ : Gradient

I : matrice identité

Symboles grecs :

α : Diffusivité thermique

β : Coefficient de dilatation thermique

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

μ : viscosité dynamique (kg/m.s)

ν : viscosité cinématique (m^2/s)

τ : Contrainte de cisaillement

Nombres adimensionnels :

Pr : nombre de Prandtl

Pe : nombre de Péclet

Gr : nombre de Grashof

Ra : nombre de Rayleigh

Re : nombre de Reynolds

Indices et exposants

a: ambient

p : paroi

* : adimensionnel

s: surface

c : chaud

f : froid

i : composante selon x

j : composante selon y

Abréviations :

CFD : Computational Fluid Dynamics

2D, 3D : dimensions

Introduction générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur est défini comme le transfert d'énergie thermique d'un système à un autre en raison d'une différence de température. Il se produit dans tous les équipements d'ingénierie, par exemple dans les échangeurs de chaleur, dans les dissipateurs de chaleur, etc. Ces dispositifs présentent un grand intérêt dans la pratique. Par exemple, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans plusieurs systèmes thermiques pratiques tels que le chauffage, la climatisation, mais aussi la réfrigération et dans de nombreux autres équipements industriels. Il assure le transfert de chaleur entre deux fluides, sans que ces derniers se mélangent. Ce transfert s'effectue à travers une paroi, aux capacités conductrices élevées.

Les échangeurs de chaleur ont été largement étudiés et plusieurs études ont été menées dans la littérature sur l'aspect conception de l'échangeur de chaleur en utilisant les méthodes de conception bien connues discutées plus loin dans ce travail. Par ailleurs, de nombreuses études ont été menées sur les aspects modélisation et simulation numérique des écoulements et des transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur. Dans ce dernier contexte, nous présentons ce travail, qui se divise en quatre chapitres :

Le **premier chapitre** met en évidence des généralités sur le transfert de chaleur et sur les échangeurs de chaleur et leurs types et classifications.

Le **deuxième chapitre** est consacré à l'état de l'art sur la modélisation et la simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur, les paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur ainsi que l'influence de l'encrassement de la surface interne des tubes sur ces performances thermiques .

Le **troisième chapitre** est consacré à la modélisation mathématique des écoulements et des transferts de chaleur dans les conduits (par exemple passages d'un échangeur de chaleur).

Le **dernier chapitre** présente calcul thermique d'un échangeur de chaleur et simulation numérique (CFD) de l'écoulement turbulent dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact.

Nous terminerons notre travail par une **conclusion générale**.

Chapitre 1 :
Généralités sur les
transferts de chaleur dans
des équipements
thermiques

Chapitre 1 : Généralités sur les transferts de chaleur dans des équipements thermiques

1.1 Généralités sur les transferts de chaleur

1.1.1 Importance du transfert de chaleur en ingénierie

Le transfert de chaleur est une thématique de recherche majeure dans de nombreuses branches de l'ingénierie [1]. Parmi ces branches nous citons par exemple :

- Les ingénieurs en sciences mécaniques ou thermiques doivent être familiarisés avec les mécanismes de transfert de chaleur impliqués dans le fonctionnement des **équipements thermiques**, par ex. **chaudières, condenseurs, réchauffeurs** d'air, **économiseurs**, etc., dans les **centrales thermiques** pour améliorer leurs performances.
- Les ingénieurs en électronique doivent connaître les différentes méthodes efficaces de dissipation de la chaleur des puces et des dispositifs à semi-conducteurs afin qu'ils puissent fonctionner à des températures de fonctionnement sûres [1, 2].
- Les systèmes de **réfrigération** et de **climatisation** comprennent également des dispositifs d'échange de chaleur (**échangeurs de chaleur**), qui nécessitent une conception soignée [1, 2].
- Les énergéticiens ont besoin de connaître et modéliser les transferts thermiques lors des changements de phase (fusion/solidification) afin de les utilisées efficacement dans le domaine de stockage d'énergie thermique [3].

1.1.2 Les différents modes de transferts

Lorsque deux substances thermodynamiques (corps) sont à des températures différentes, le corps le plus chaud cède de la chaleur au corps le plus froid. Il y a donc échange de chaleur ou transfert de chaleur entre ces deux substances. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations **industrielles** (**centrales thermiques, dissipateurs thermiques, moteurs thermiques**, etc.) ou **domestiques** (**chauffage et refroidissement domestique**) [4].

Généralement, il existe trois principaux modes de transfert de chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement (voir [Fig. 1.1](#)).

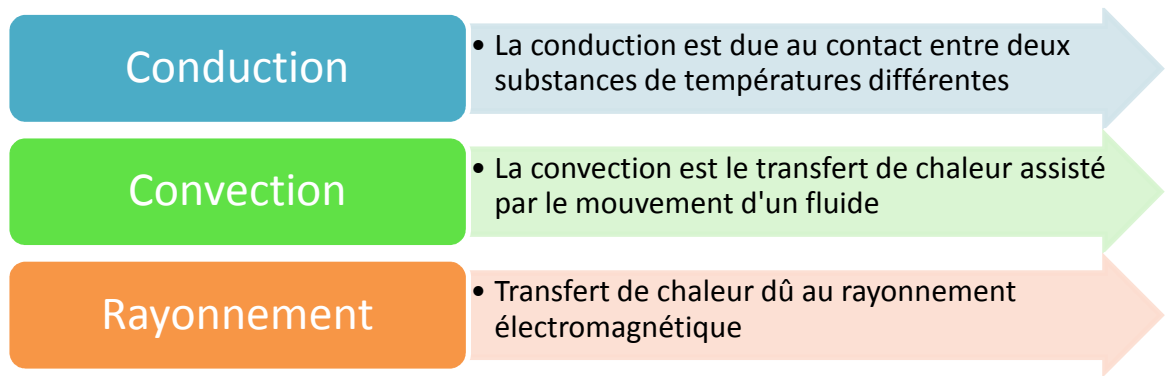


Figure 1.1 : Les différents modes de transferts thermiques [4]

La conduction :

Il est bien connu que dans un corps (solide, liquide ou gaz), la température est une fonction croissante de l'agitation moléculaire au sein de ce corps. Prenons par exemple un corps solide dans lequel la température varie, la zone chaude du corps où l'agitation moléculaire est élevée va transmettre l'énergie cinétique aux zones plus froides par un phénomène appelé conduction thermique. Ce dernier est un processus de diffusion qui permet donc de propager (transférer) de la chaleur à l'intérieur d'un corps solide. Le même phénomène se produit dans un liquide ou un gaz ; mais dans les fluides la convection est un autre mode supplémentaire de transfert de chaleur qui intervient [4].

Remarque 1 : Il convient de noter que dans le vide, la conduction thermique n'est pas possible car il n'y a pas de support moléculaire pour cela.

La convection :

Un écoulement de fluide (liquide ou gaz) peut entraîner (transférer) avec lui une certaine quantité d'énergie thermique. Ce transport (transfert) de chaleur est désigné comme la convection thermique. Ce transport (transfert) de chaleur est désigné « convection thermique ». Ainsi, en convection, l'énergie (chaleur) utilise le fluide comme moyen de se déplacer (de se transférer/de se transporter) [4].

Généralement, il existe trois types de transferts convectifs :

Convection forcée dans laquelle l'écoulement du fluide est forcé par un dispositif mécanique (pompe pour les liquides, ou ventilateur pour l'air (ou les gaz)).

Convection naturelle (convection libre) : lorsqu'il existe une différence de température entre deux régions au sein d'un fluide, la région de fluide chaud aura donc une densité (masse

volumique) plus faible que la région de fluide froid ; celle-ci tend en effet à faire monter le fluide chaud sous l'effet de la flottabilité (poussée d'Archimède ou force de flottabilité thermique). Cela peut être facilement expliqué en examinant l'expression de la densité sous l'approximation de Boussinesq. Il y aura donc circulation naturelle du fluide sous l'effet de la chaleur qui, de plus, sera transportée avec lui ; ce phénomène est référé à la convection naturelle.

Convection mixte est le mode de transfert qui combine les deux modes précédents [2].

Le rayonnement :

Le rayonnement est le mode de transfert de chaleur qui n'utilise aucun milieu solide, liquide ou gazeux. C'est un phénomène d'échange d'énergie thermique qui peut traverser le vide (exemple : rayonnement solaire sur la terre). Le rayonnement correspond donc à un flux d'ondes électromagnétiques émises par tout corps, quelle que soit sa température. Plus la température est élevée, plus le rayonnement électromagnétique est élevé. Comme pour la conduction, ce sont les interactions entre atomes et molécules qui sont à l'origine de ce rayonnement. Elles peuvent en générer, ce qui diminue leur énergie, ou en absorber, ce qui l'augmente [4].

1.1.3 Les lois de transfert de chaleur

Il est important de quantifier la quantité d'énergie transférée par unité de temps et pour cela nous avons besoin de l'utilisation des expressions des flux suivants [2] :

- Pour la **conduction de la chaleur**, le flux de chaleur est par la loi de Fourier, qui est exprimée pour une dimension comme suit [2] :

$$q_x = -k \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (1.1)$$

où q_x est la densité de flux de chaleur dans la direction x en (W/m^2) , k est la conductivité thermique en $[W/m K]$ (une propriété de la matière) et (dT/dx) est le gradient de température en $[K/m]$.

- Pour le **transfert de chaleur par convection**, l'équation de flux est donnée par la loi de Newton de refroidissement [2] :

$$q = h (T_p - T_a) \quad (1.2)$$

où q est le flux de chaleur convective en (W/m^2) , $(T_p - T_a)$ est la différence de température entre la paroi et le fluide en (K) , h est le coefficient de transfert de chaleur par convection (W/m^2) (film coefficient [2]).

Le flux maximal qui peut être émis par le rayonnement d'une surface noire est donné par la loi de Stefan-Boltzmann, qui est :

$$q = \sigma T_s^4 \quad (1.3a)$$

où q est le flux de la chaleur radiative, en (W/m^2) , σ est la constante de Stefan-Boltzmann $(5.669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4)$, T_s : est la température de surface (K) . Le flux de chaleur émis par rayonnement d'une surface réelle est inférieur à celle d'une surface noire et est donnée par :

$$q = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (1.3b)$$

Où ε est une propriété radiative de la surface connue comme émissivité [1,2].

1.2 Transfert de chaleur et/ou de masse dans les applications industrielles pratiques

Le transfert de chaleur et/ou de masse se produit dans une multitude d'applications industrielles pratiques. Nous citons par exemple :

- (i) Dans les équipements de chauffage et de refroidissement, tels que les réservoirs de stockage d'énergie géothermique, les chaudières, les capteurs solaires, etc.
- (ii) Dans les équipements de refroidissement, tels que les dissipateurs thermiques qui sont utilisés dans une large gamme d'applications où une dissipation thermique efficace est requise ; les principaux exemples incluent la réfrigération, les moteurs thermiques et le refroidissement de l'électronique [5].
- (iii) Dans les équipements d'échange de chaleur, y compris les échangeurs de chaleur. Ceux-ci ont une large application industrielle qui sera mise en évidence dans ce travail.

La première classe d'équipements a été étudiée par exemple dans [2] et la deuxième classe a été étudiée par exemple dans [6]. Dans ce travail, nous nous intéressons uniquement à la troisième classe de systèmes thermiques (c'est-à-dire les échangeurs de chaleur).

1.3 Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.3.1 Définition des échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur (EC) est défini comme un dispositif de transfert de chaleur qui échange de l'énergie (chaleur) entre deux fluides ou plus ; ces fluides (dits de processus) sont à des températures différentes et en contact thermique [7].

1.3.2 Transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur

Dans les échangeurs de chaleur, le transfert de chaleur se produit entre le fluide à haute température et le fluide à basse température et en général la phase des deux fluides ne change pas pendant le transfert de chaleur.

Le transfert de chaleur dans les échangeurs est un processus très complexe ; il fait en effet intervenir à la fois la conduction, la convection et le rayonnement. Cela en fait un phénomène complexe à modéliser et à étudier [7].

1.3.3 Domaine d'application des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses **applications** domestiques et industrielles, comme par exemple :

- Les systèmes de chauffage et de climatisation des bâtiments et des habitations en général,
- Les unités de réfrigération,
- Les centrales à vapeur,
- Les usines de traitement chimique,
- Les systèmes de central thermique (turbines à gaz),
- Les centrales nucléaires (dans les tours de refroidissement)
- Le stockage d'énergie thermique,
- Les radiateurs (par exemple, dans les voitures)
- Dans les applications de climatisation et de récupération de chaleur, etc.
- Dans des applications industrielles, telles que l'agroalimentaire, la cryogénie, l'industrie chimique, pétrochimique ou pharmaceutique

Les principaux domaines de recherche sont présentés dans la [figure 1.2](#) [7].

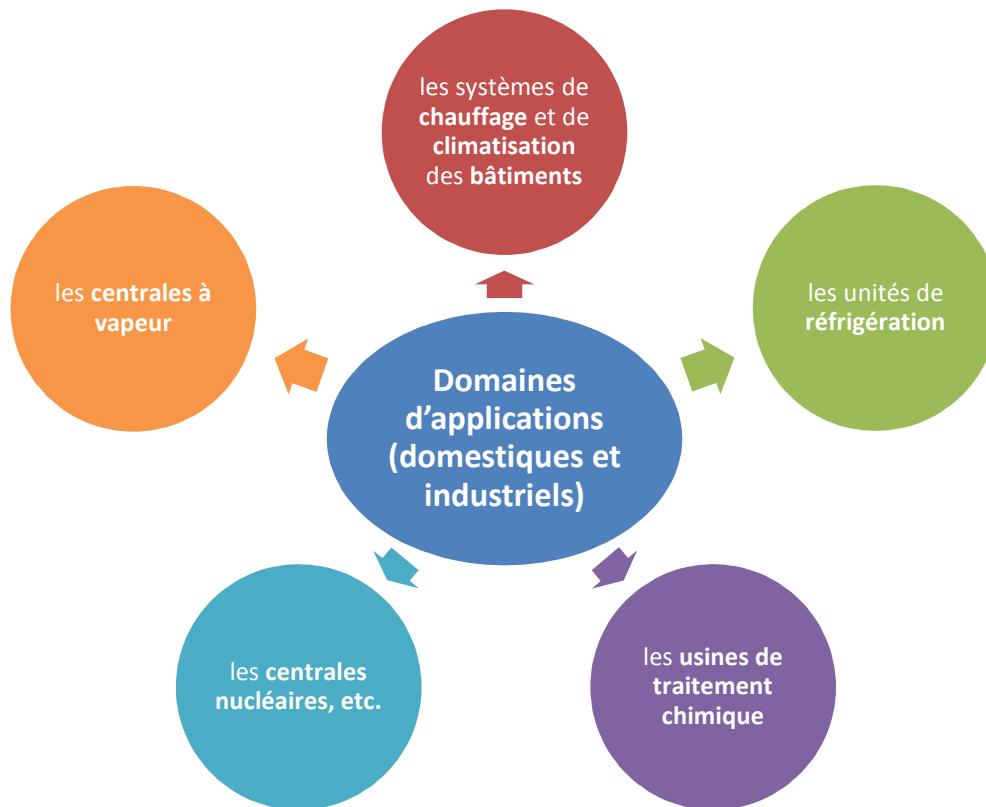


Figure 1.2 : Quelques domaines d'applications (domestiques et industriels) des échangeurs de chaleurs [7].

1.4 Classification des échangeurs de chaleur

Généralement, les échangeurs de chaleur peuvent être classés en fonction de leurs processus de transfert, de leur disposition d'écoulement, de leur phase fluide et de leur construction géométrique [7, 8] (voir Fig. 1.3). Cependant, il existe plusieurs façons de classer les échangeurs de chaleur. En effet, plusieurs ingénieurs utilisent des vues différentes selon lesquelles les échangeurs de chaleur sont classés (voir Remarque 2).

Remarque 2 : La classification présentée ici ne peut pas être unique et plusieurs autres méthodes de classification des échangeurs de chaleur peuvent être trouvées dans la littérature. En effet, certains auteurs regroupent ces classifications sous le point de vue constructif (constructif) (voir par exemple [9]), certains auteurs divisent les échangeurs de chaleur en trois groupes selon leur point de vue opérationnel (par exemples [7, 10]) et ils sont parfois regroupés en contact indirect, contact direct et échangeurs de chaleur spéciaux [9, 11]. Cependant, nous n'utilisons pas toutes ces catégories ici et nous adopterons la classification [10].

Dans ce travail nous adopterons la classification suivante [7,10] (voir Fig. 1.4) :

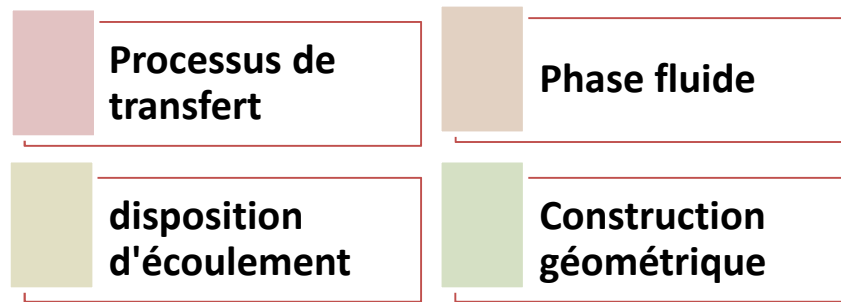


Figure 1.3 : Classification des échangeurs de chaleur [7,8].

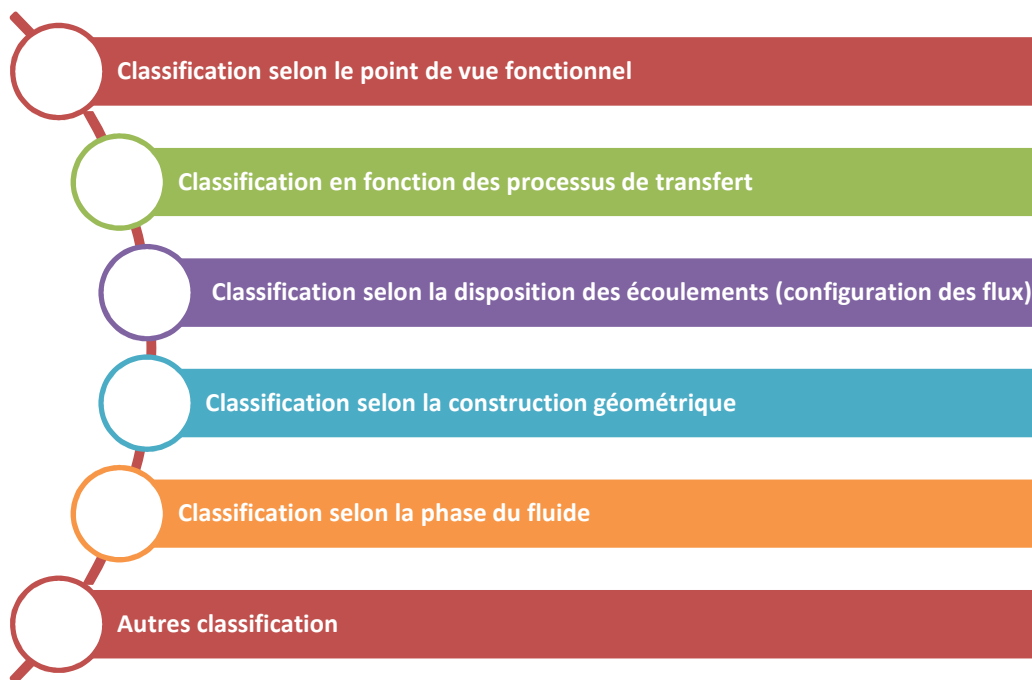


Figure 1.4 : Classification des échangeurs de chaleur adoptée dans le présent travail [7,10]

1.4.1 Classification selon le point de vue fonctionnel

La classification choisie ici regroupe les échangeurs de chaleur en trois groupes (classes) en fonction de leur fonctionnement [8,10] (voir Fig.1.5) :

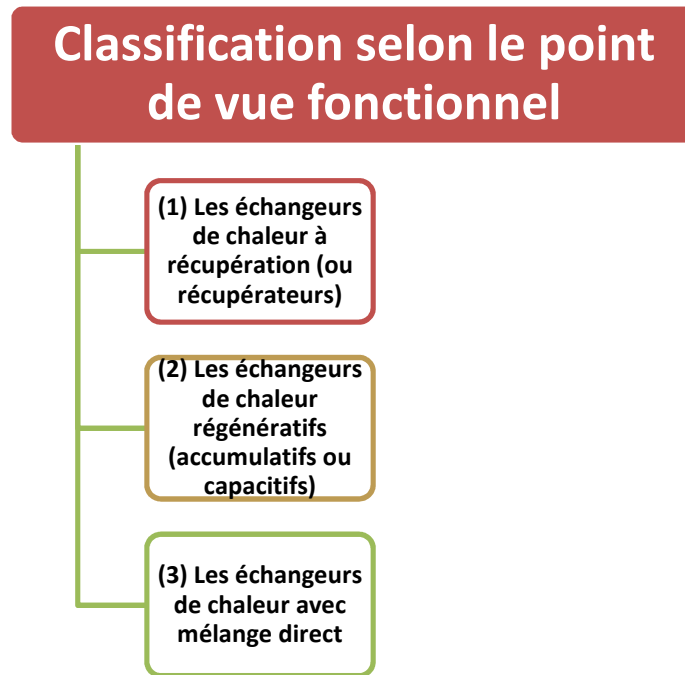


Figure 1.5 : Classification des échangeurs de chaleur selon le point de vue fonctionnel [8, 10]

(1) Les échangeurs de chaleur à récupération (ou récupérateurs) :

Ils ont des chemins d'écoulement séparés pour chaque fluide, qui circulent simultanément dans l'échangeur et à travers la paroi séparant les chemins. La chaleur est transférée à travers la paroi de séparation. Ils sont plus courants que les échangeurs de chaleur régénératifs.

(2) Les échangeurs de chaleur régénératifs (accumulatifs ou capacitifs) :

Ils se caractérisent par le processus de transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un matériau froid (appelé matrice) qui peut stocker (emmagasiner) de l'énergie thermique. Plus tard, le fluide froid traversant l'échangeur de chaleur retire (libère) de l'énergie de la matrice et la matrice est chauffée. Ainsi, la matrice se refroidit et revient à son état initial et le cycle se répète [7]. Ce principe est largement utilisé dans le domaine du stockage d'énergie thermique dans des matrices PCM (matériaux à changement de phase) [3].

Les échangeurs de chaleur à accumulateurs se retrouvent par exemple : dans les maisons équipées d'un système de chauffage solaire, dans les unités de régénération avec récupération d'énergie des gaz d'échappement, dans certaines autres industries à forte consommation d'énergie, etc. [7].

(3) Les échangeurs de chaleur avec mélange direct :

Ils se caractérisent par des écoulements (flux) de fluides qui ne sont pas du tout séparés. Par conséquent, les fluides sont mélangés (mélange d'écoulement) pendant le transfert de chaleur et leurs températures correspondantes deviennent égales. Ce type d'échangeur de chaleur est peu utilisé en pratique [7].

1.4.2 Classification en fonction des processus de transfert

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon les processus de transfert en [7,8, 11] (voir Fig.1.6) :

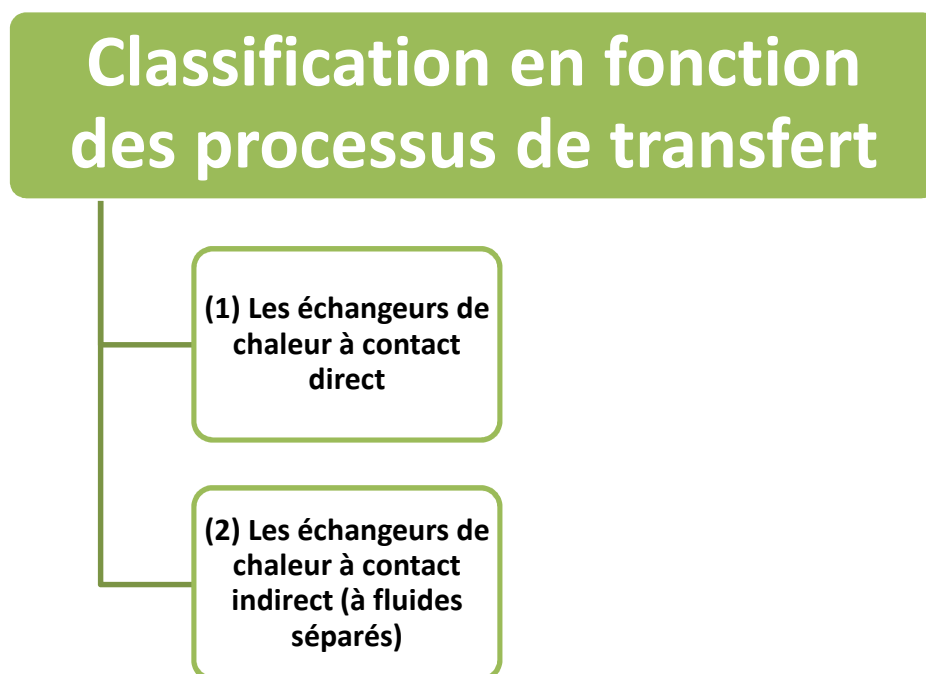


Figure 1.6 : Classification des échangeurs de chaleur en fonction des processus de transfert [7, 8, 11]

(1) Les échangeurs de chaleur à contact direct

Ils se caractérisent par l'inexistence d'une paroi de séparation, la chaleur est donc transférée directement du fluide chaud vers le fluide froid.

Selon certains auteurs, les échangeurs de chaleur à contact direct peuvent être sous-classés en fonction des types de fluides comme suit : (i) Deux liquides non miscibles (ii) liquide-gaz et (iii) liquide-vapeur (voir Fig.1.7, [7,12]).

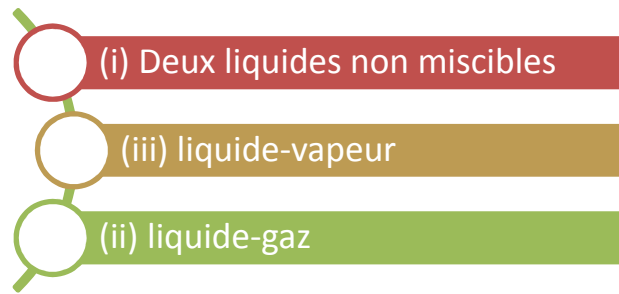


Figure 1.7 : Classification des échangeurs de chaleur à contact direct [7,12]

Les échangeurs de chaleur à contact direct sont utilisés dans de nombreux systèmes, par exemple dans les tours de refroidissement par évaporation ouvertes dans les centrales électriques, les condenseurs à jet pour la vapeur, les chauffe-eau d'alimentation ouverts dans les centrales électriques ou les condenseurs barométriques utilisés dans l'industrie pétrolière [7, 13].

(2) Les échangeurs de chaleur à contact indirect (à fluides séparés)

Ils se caractérisent par la présence de deux (ou plusieurs) écoulements de fluides (flux) séparés par l'utilisation d'une surface imperméable, telle que des tubes, des plaques, etc. Cela signifie que les fluides ne sont pas mélangés. Un exemple typique de ce groupe est le radiateur automobile [7,9]. Certains auteurs classent cette famille d'échangeurs de chaleur en plusieurs classes suivant plusieurs points de vue, voir par exemple [11].

1.4.3 Classification selon la disposition des écoulements (la configuration de circulation des fluides)

Les classifications habituelles des échangeurs de chaleur basées sur la configuration du chemin d'écoulements (circulation des fluides) sont (voir Fig.1.8, [7,14]) :

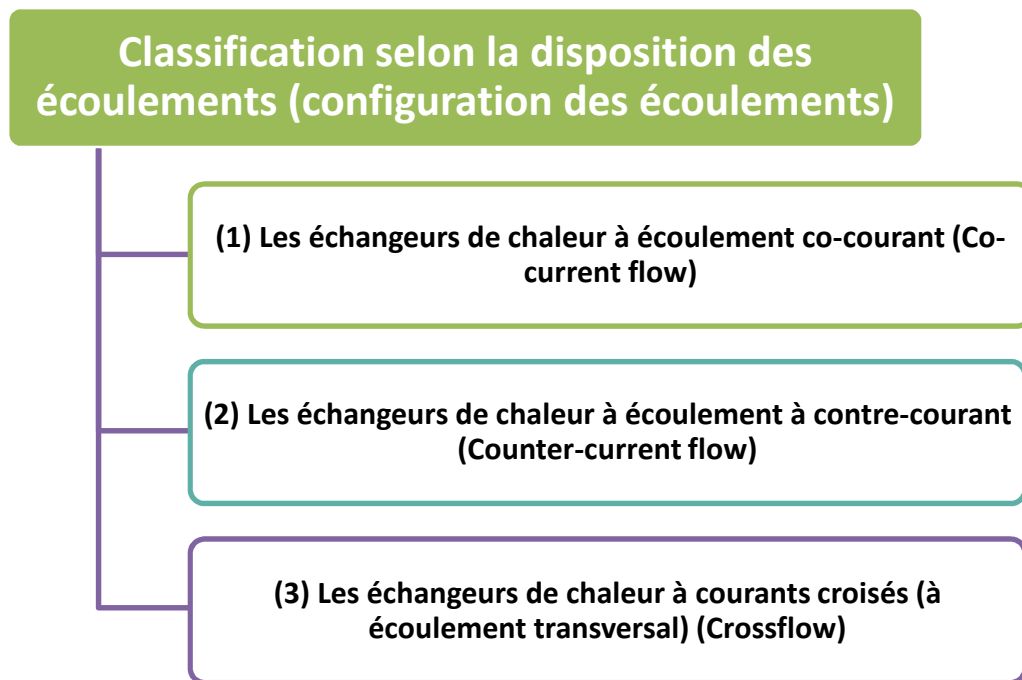


Figure 1.8 : Classification des échangeurs de chaleur selon la disposition des écoulements (configuration des flux) [7, 14]

(1) Les échangeurs de chaleur à écoulement co-courant

L'écoulement à co-courant (ou écoulement parallèle) est caractérisé par les deux écoulements (flux) de fluide entrant ensemble à une extrémité de l'échangeur de chaleur, s'écoulant dans la même direction (c'est-à-dire parallèlement l'un à l'autre) et sortant ensemble à l'extrémité opposée de l'échangeur de chaleur.

(2) Les échangeurs de chaleur à contre-courant

Dans un échangeur de chaleur à contre-courant, les deux fluides s'écoulent parallèlement l'un à l'autre mais dans des sens opposés.

Bien que ce type d'échangeurs de chaleur fournisse des températures de paroi de séparation moins uniformes ; cependant, son efficacité est supérieure à celle d'un échangeur à co-courant et il nécessite relativement moins de surface d'échange [7, 15].

(3) Les échangeurs de chaleur à courants croisés (ou à écoulement transversal)

Dans un échangeur de chaleur à courants croisés (flux croisés), les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Ce type d'échangeur de chaleur est généralement utilisé pour la combinaison de flux (écoulements) liquide-gaz ou gaz-gaz [7]. On peut citer les deux familles suivantes d'échangeurs thermiques à courants croisés :

(a) les échangeurs de chaleur à flux mélangés (courants mélangés)

Dans les échangeurs de chaleur à courants mélangés, l'écoulement principal du fluide est perpendiculaire à un autre écoulement ; cependant, il est partiellement divergent dans la direction parallèle à un autre écoulement.

(b) les échangeurs de chaleur à flux non mélangés (courants non mélangés)

A l'inverse, les échangeurs de chaleur à flux non mélangés (séparés) utilisent des cloisons, des plaques ou d'autres barrières pour éviter le mélange des flux de fluide.

Les échangeurs de chaleur à flux croisés sont utilisés, par exemple, dans les turbines à gaz. Ils se situent à mi-chemin entre les échangeurs à contre-courant et à co-courant (écoulement parallèle) en termes d'efficacité et de surface d'échange thermique requise [7, 9].

1.4.4 Classification selon la construction géométrique

Les échangeurs de chaleur peuvent également être organisés et regroupés en classes en fonction de leurs caractéristiques de construction. L'arrangement (disposition) des échangeurs de chaleur en groupes en fonction de leurs caractéristiques de construction géométriques structurelles est illustré à la [figure 1.9](#) ([7]) :

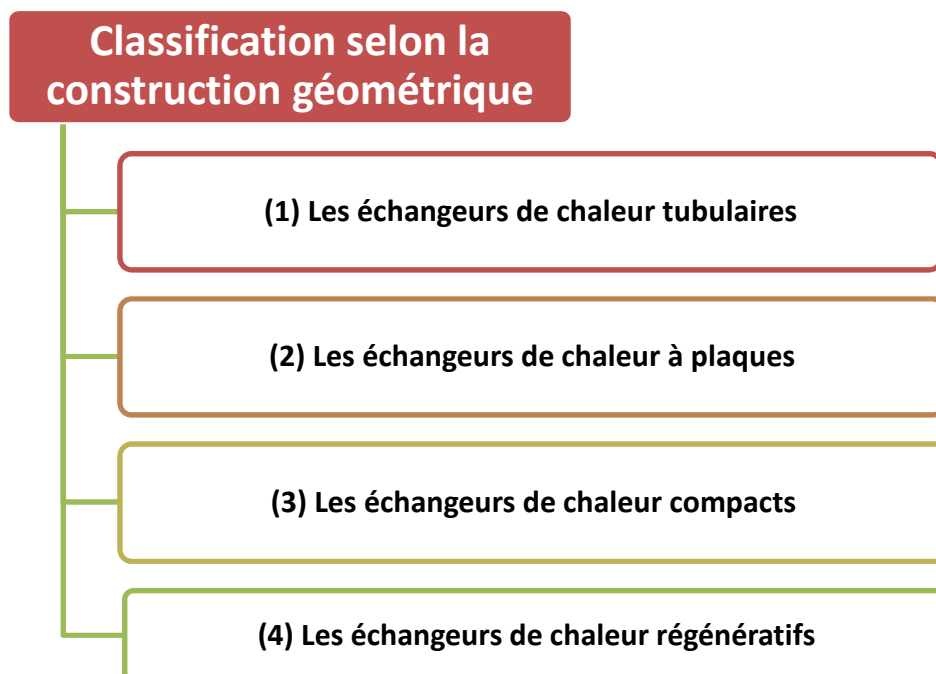


Figure 1.9 : Classification des échangeurs de chaleur selon la construction géométrique [7].

(1) Les échangeurs de chaleur tubulaires :

Ils sont fabriqués dans de nombreux types, tailles et arrangements d'écoulement et présentent l'avantage de leur applicabilité à une large gamme de températures et de pressions de fonctionnement. Ainsi, ce type d'échangeurs de chaleur est largement utilisé dans les applications d'ingénierie. Généralement ils peuvent être subdivisés en plusieurs catégories et selon différents points de vue (voir par exemple Fig.1.10, [7, 13]).

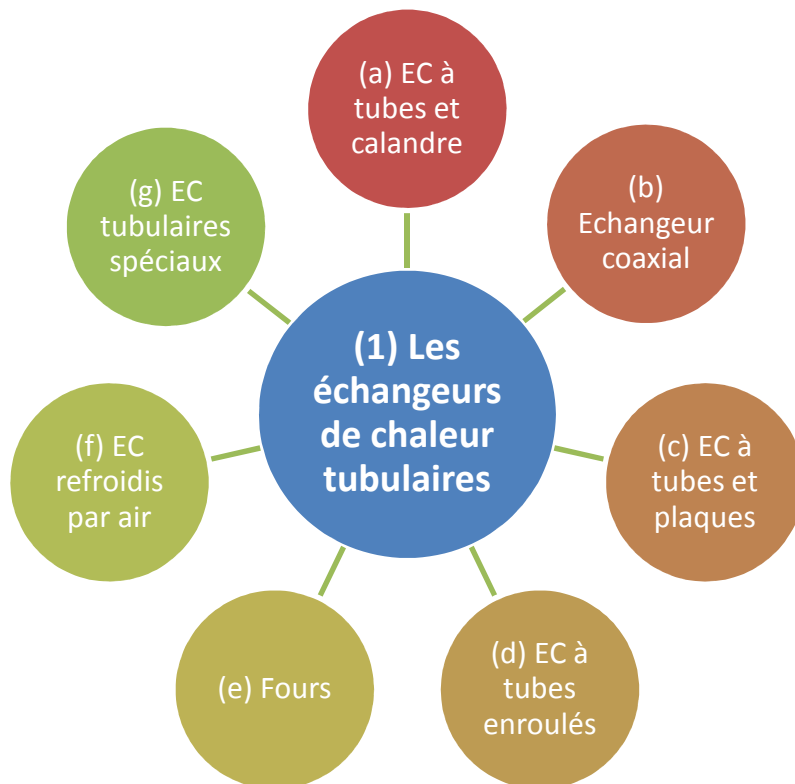


Figure 1.10 : Classification des échangeurs de chaleur tubulaires [7].

• (a) Échangeurs de chaleur à tube et calandre :

Ils sont largement utilisés dans l'industrie. Ils sont constitués d'un certain nombre de tubes ronds montés à l'intérieur d'une calandre (dite aussi enveloppe ou coque) cylindrique et comportent les cinq parties principales suivantes :

- Les collecteurs avant et arrière où le fluide entre et sort respectivement du côté des tubes,
- Le faisceau de tubes,

- La calandre, et
- Les chicanes.

Les chicanes (déflecteurs) servent à soutenir les tubes, à diriger l'écoulement de fluide approximativement transversalement aux tubes (ce qui augmente l'intensité du transfert de chaleur) et à augmenter la turbulence du fluide de la calandre [7, 13]. Un fluide s'écoule sur l'extérieur des tubes tandis que le second fluide s'écoule à travers les tubes, ce qui donne lieu à un échange de chaleur. Les différences entre les variantes d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre résident dans la disposition des configurations d'écoulement (co-courant, contre-courant) et dans les détails de construction. Les trois principaux types d'échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire sont les suivants [7, 14] :

- (1) un passage à une enveloppe (calandre) et un passage à un tube,
- (2) un passage à une enveloppe et un passage à deux tubes, et
- (3) un passage à deux enveloppes et un passage à quatre tubes.

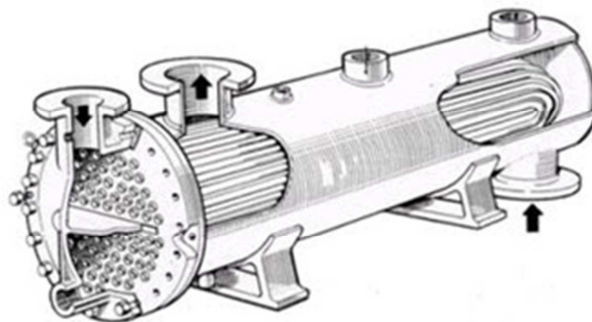


Fig. 1.11 : Schéma d'un échangeur de chaleur à tube et calandre

- **(b) Échangeurs de chaleur coaxial :**

La configuration tubulaire la plus simple est représentée par les d'échangeur de chaleur de type coaxial. Ils sont composés de deux tubes concentriques dont celui de plus petit diamètre est placé à l'intérieur du tube de plus grand diamètre. Des fluides différents circulent à l'intérieur de chacun des tubes. En effet, ce type d'échangeur de chaleur peut utiliser des fluides à l'état liquide-liquide, liquide-gaz ou gaz-gaz [7]. Cette configuration convient aux applications de

faible puissance et n'est donc pas largement utilisée dans l'industrie. Sauf exception, elle trouve ses applications dans un certain nombre de procédés industriels, tels que l'industrie pétrochimique ou pharmaceutique.



Figure 1.12 : Image d'un échangeur de chaleur coaxial

- **(c) Échangeurs de chaleur à tubes et plaques :**

Dans les échangeurs de chaleur à tubes et plaques, les tubes sont montés dans une sorte de tuyau (pipe), tandis que les plaques servent de supports et offrent une surface supplémentaire sous forme d'ailettes. Cette catégorie d'échangeurs de chaleur trouve ses applications dans la climatisation et la récupération de chaleur [7].

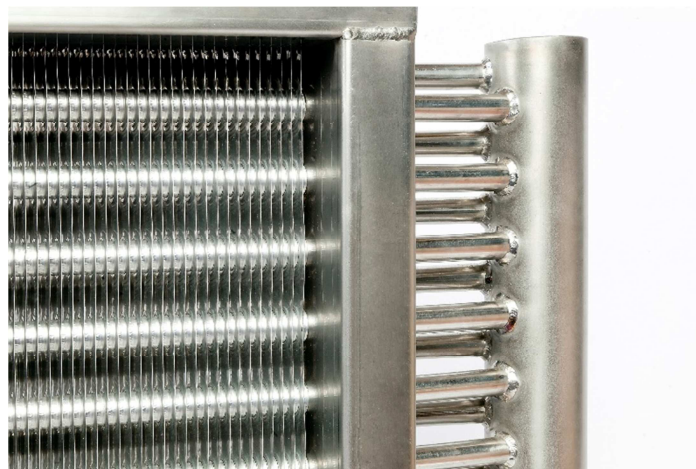


Figure 1.13 : Image d'un échangeur de chaleur à tubes et plaques

- **(d) Échangeurs de chaleur à tubes enroulés**

Un échangeur à tubes enroulés (ou à tubes spiralés) est composé de tubes ou de tuyaux (pipes) en forme de spirale, ce qui améliore le transfert de chaleur. Cette forme, cependant, souffre d'une tendance à l'encrassement [7]. L'encrassement peut être défini comme le dépôt d'un matériau indésirable (appelé "foulant") sur les surfaces de transfert de chaleur pendant le fonctionnement. L'encrassement peut être formé par de la saleté, du sable, de la rouille, des cristaux de sel, etc. et il réduit l'efficacité de l'échangeur de chaleur. De plus, les tubes spiralés rendent presque impossible leur nettoyage.



Figure 1.14 : Image d'un échangeur de chaleur à tubes enroulés

- **(e) Fours**

Dans les fours, le fluide de traitement passe dans des tubes droits ou enroulés en spirale. Des brûleurs ou des réchauffeurs électriques assurent le chauffage. Les fours sont largement utilisés dans les centrales électriques à turbines à vapeur et à gaz [7].



Figure 1.15 : Image d'un four pour gazéification de bio masse

- **(f) Échangeurs de chaleur refroidis par air**

Un échangeur de chaleur refroidi par air se compose d'un faisceau de tubes, d'un système de ventilation et d'une structure de support [11]. Une surface supplémentaire pour un meilleur transfert de chaleur est fournie par des ailettes montées sur les tubes. Les ventilateurs sont soit placés sous le faisceau pour souffler de l'air à travers les tubes, soit au-dessus des tubes pour aspirer de l'air à travers eux. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les applications où l'eau de refroidissement ne peut pas être utilisée.



Figure 1.16 : Image d'un échangeur de chaleur refroidi par air

- **(g) Échangeurs de chaleur tubulaires spéciaux**

Ils comprennent, par exemple, les caloducs qui se composent d'un tube, d'un fluide de fonctionnement et d'un matériau à mèche¹. Le fluide absorbe d'abord la chaleur ; ensuite, il s'évapore et passe à l'autre extrémité du tuyau (pipe) où il se condense et libère de la chaleur. Enfin, il est renvoyé par capillarité vers le côté chaud du tuyau, pour s'évaporer à nouveau.

(2) Les échangeurs de chaleur à plaques :

Ils se composent d'un certain nombre de plaques soudées ou boulonnées qui servent à l'échange de chaleur. Leur rapport surface/volume est généralement un avantage qui permet de les utiliser dans diverses applications industrielles, telles que l'agroalimentaire, la cryogénie ou l'industrie chimique [17]. Généralement, il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur à plaques, comme illustré à la Fig.1.17, [17] :

¹L'effet de mèche se caractérise par la présence de l'eau sous forme liquide et en contact direct avec le matériau.

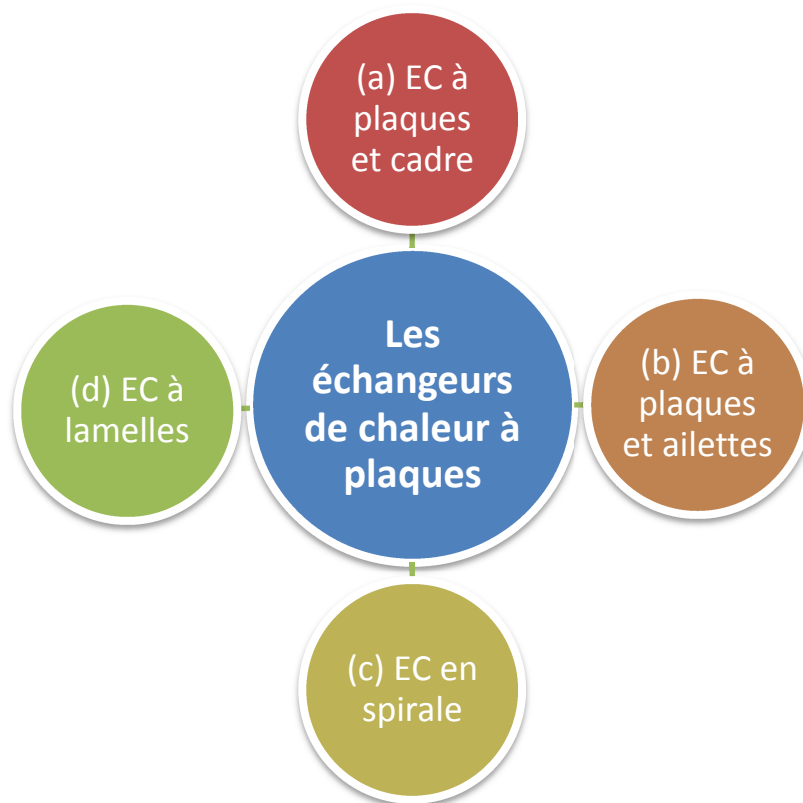


Figure 1.17 : Quelques types d'échangeurs de chaleur à plaques [17]

(3) Les échangeurs de chaleur compacts :

Indépendamment de sa conception structurelle, le plus souvent, un échangeur de chaleur avec un **facteur de compacité** supérieur à environ $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ est appelé échangeur de chaleur compact. Il est à noter que malgré leurs volumes, les échangeurs « à tube et calandre » et « coaxial » ne sont pas considérés comme compacts du fait de leur faible facteur de compacité qui varie de 70 à $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [7].

Dans ce type d'échangeurs de chaleur, des ailettes ou une ondulation sont utilisées pour former une plus grande surface d'échange thermique (amélioration des transferts thermiques). Les ailettes sont montées par soudage, brasage, collage ou par un joint mécanique [8]. On distingue deux types d'échangeurs de chaleur compacts (Fig.1.18, [17]) :



Figure 1.18 : Types d'échangeurs **de chaleur** à plaques [17]

Dans les échangeurs de chaleur compacts à ailettes tubulaires, les ailettes peuvent être montées sur la surface intérieure ou extérieure du tube. Les échangeurs de chaleur tubulaires compacts à ailettes se trouvent généralement dans les applications gaz-liquide où les ailettes sont placées du côté gaz.

(4) Les échangeurs de chaleur régénératifs

Les échangeurs de chaleur régénératifs ont déjà été présentés ci-dessus.

1.4.5 Classification selon la phase du fluide

Un changement d'état du fluide se produit généralement lorsque sa température atteint une valeur critique (température de changement de phase). Le changement de phase du fluide se produit à pression constante et les trois phases (états) possibles sont : condensation, évaporation et cristallisation. Ainsi selon l'état du fluide, on peut distinguer les trois types d'échangeurs de chaleur (voir Fig.1.19) :

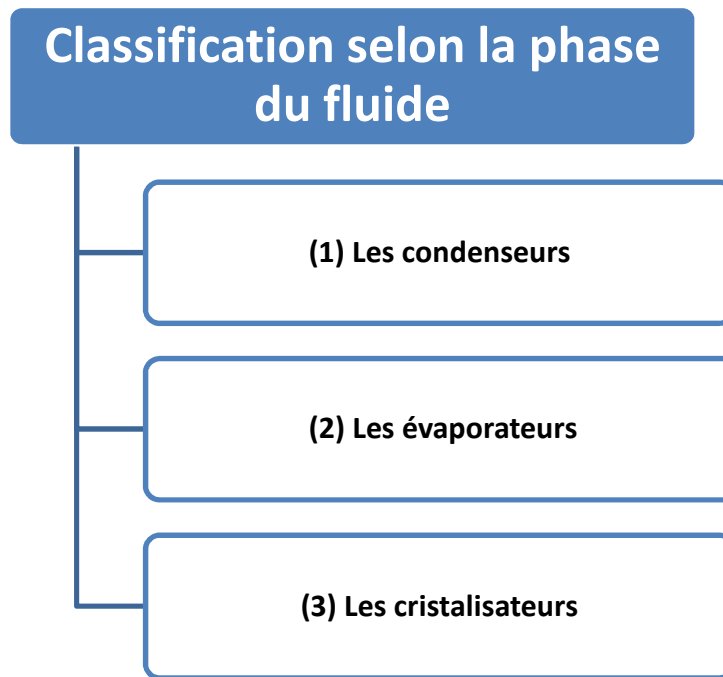


Figure 1.19 : Classification des échangeurs de chaleur selon la phase (état) du fluide [7,8,18]

(1) Les condenseurs

Dans les condenseurs, la chaleur est libérée (transférée) du fluide vers le milieu environnant en raison du changement de phase (vapeur-liquide). Ces types d'échangeurs de chaleur (condenseurs) sont utilisés dans une multitude d'applications, par exemple dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimique et les centrales nucléaires. Les principaux types sont les condenseurs à surface, les condenseurs à jet et les condenseurs évaporatifs (à évaporation) [8, 18].

(2) les évaporateurs

Ils sont dispositifs dans lesquels le fluide transforme de l'état liquide à l'état gazeux [18].

(3) Les cristallisateurs

Ils représentent des échangeurs de chaleur qui sont chargés à faire passer le fluide de l'état liquide à l'état solide. Cela se fait en libérant de la chaleur dans le milieu environnant. Ce type d'échangeurs de chaleur trouve ces applications dans le domaine du stockage d'énergie.

1.4.6 Autres classification

Il convient de noter que les échangeurs de chaleur peuvent également être classés en fonction de l'application à laquelle ils sont destinés. Les exigences spécialisées ont conduit au

développement de nombreux types de construction. Certains d'entre eux sont propres à des applications particulières [7]. On peut trouver des radiateurs (par exemple, dans les voitures) et des tours de refroidissement (par exemple, dans les centrales nucléaires) [7], etc.

Chapitre 2 :

**État de l'art sur la
modélisation et la simulation
des écoulements avec
transfert de chaleur dans les
échangeurs de chaleur**

Chapitre 2 : État de l'art sur la modélisation et la simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur

2.1 Introduction

Comme indiqué dans le premier chapitre, les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans de nombreux domaines, notamment dans l'industrie.

Plusieurs études ont été menées dans la littérature : sur la modélisation et la simulation d'écoulements (monophasiques ou biphasiques) de fluide avec transfert de chaleur et/ou de masse dans les conduits (canaux, canalisations, pipes ou tubes) des échangeurs. Et sur le calcul des performances des échangeurs de chaleur. Nous essayons par la suite de lister quelques études pertinentes parmi elles.

2.2 Modélisation numérique des écoulements et transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur

La modélisation et la simulation numérique des champs dynamiques et thermiques et de leurs interactions dans les échangeurs de chaleur ont suscité un grand intérêt chez plusieurs chercheurs. En effet, de nombreuses recherches ont été entreprises sur ces aspects, nous citons par exemple :

Mahmoud Galal Yehia et al. [19] ont réalisé une étude de simulation d'un échangeur de chaleur à tube et calandre (Fig.2.1) à l'aide de la technique de la dynamique des fluides numériques (CFD) [20]. En effet, des simulations numériques d'écoulements fluides turbulents avec transfert de chaleur (convection turbulente) se produisant dans l'échangeur de chaleur ont été réalisées à l'aide d'ANSYS Fluent 6.3 [21]. L'effet du modèle de frottement (friction) sur les caractéristiques de l'échangeur de chaleur a été discuté. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle « RNG κ - ϵ » (Renormalisation Group κ - ϵ) [22] avec une fonction de paroi non équilibrée et un schéma up Wind ascendant d'ordre 2 a été utilisé[21]. Ce modèle (disponible sur le code ANSYS Fluent 6.3) est une version améliorée du modèle κ - ϵ standard discuté au

Chapitre 3 de ce travail. Le modèle présenté par les auteurs a été validé et a montré un bon accord avec l'expérimental. Les auteurs ont également obtenu des résultats numériques qui sont en accord raisonnable avec les corrélations disponibles. Ils ont conclu que leur modèle peut être utilisé pour modéliser un échangeur de chaleur tubulaire avec un niveau satisfaisant de précision dans les calculs.

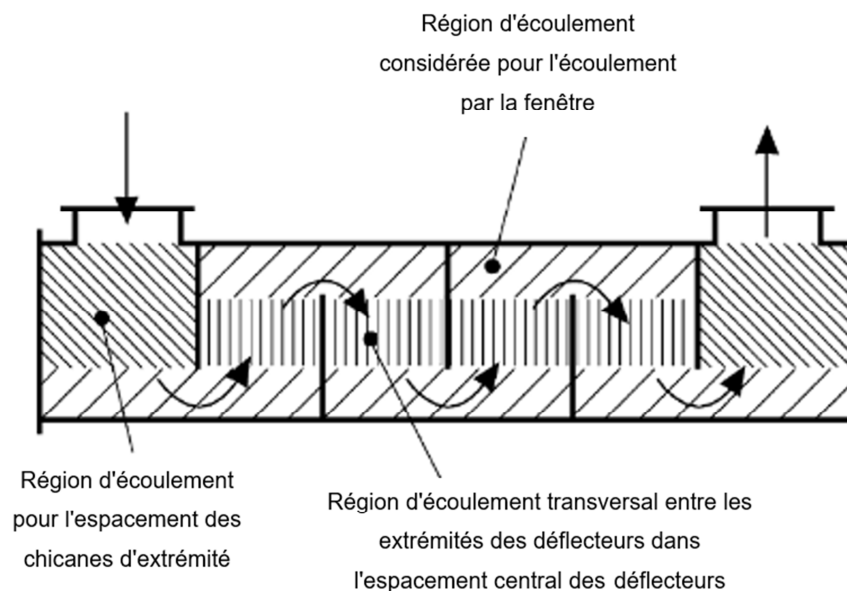


Figure 2.1 : Schéma représentatif de l'échangeur de chaleur à tube et calandre étudié dans la référence [19].

Abdu Imajeed et Jawad [23] ont conduit une étude qui porte sur la conception et l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur à double tubes concentriques et calandre en utilisant les logiciels CFD « Solid Works » et « ANSYS ». La simulation CFD a été réalisée pour calculer les écoulements avec transfert de chaleur des fluides dans l'échangeur de chaleur. La géométrie de l'échangeur de chaleur pour ce travail se compose d'une calandre et de huit tubes concentriques doubles (Fig.2.2). Le nombre d'entrées est de trois et celui des sorties est également de trois pour tous les fluides qui traversent l'échangeur de chaleur. Les auteurs ont calculé les gradients de température, la distribution de pression et les vecteurs de vitesse (champ d'écoulements) dans l'ensemble de l'échangeur de chaleur en utilisant le modèle de turbulence « RNG $k-\epsilon$ » afin d'obtenir des résultats précis.

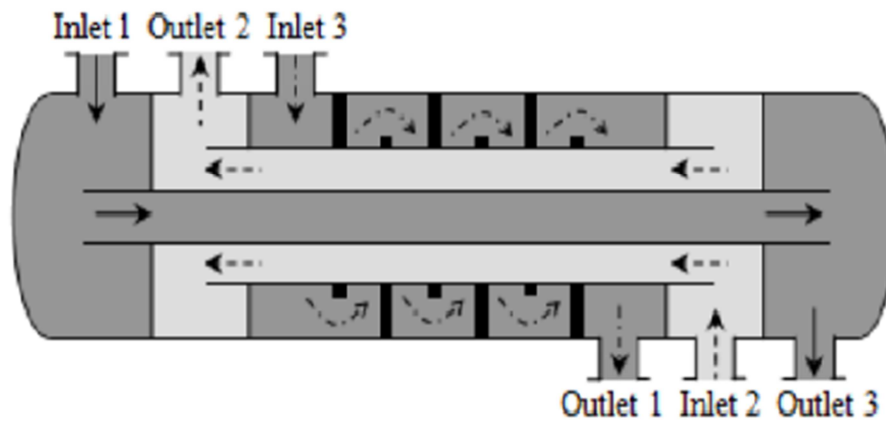


Figure 2.2 : Schéma représentatif de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques et calandre étudié dans [23].

Batalha Leoni et al. [24] ont présenté une analyse de l'écoulement côté calandre dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre (Fig.2.3) en utilisant la technique CFD. La géométrie de l'échangeur de chaleur (domaine de calcul) a été conçue à l'aide d'un logiciel de conception de géométrie d'échangeur de chaleur, alors que les simulations CFD ont été réalisées avec le logiciel ANSYS Fluent 15.0 [21]. Les modèles de turbulence $k-\varepsilon$ et $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) [22] ont été évalués et comparés entre eux ; il s'est avéré que le modèle $k-\omega$ SST fournissait des résultats plus précis pour la prédiction de la température. Au lieu d'utiliser une température uniforme sur les parois des tubes [22], un profil de température linéaire (fourni par le logiciel de conception) a été utilisé comme condition aux limites pour les simulations CFD. Deux géométries de chicane (*baffle*) à un seul segment (à segment unique) ont été considérées avec et sans jeux de chicane. Les résultats des simulations avec le modèle de turbulence $k-\omega$ SST concernant les profils de vitesse, de température et de pression du côté de la calandre ont été analysés et comparés à ceux fournis par le logiciel de conception. La température de sortie prédite par le logiciel ANSYS Fluent 15.0 pour la géométrie avec jeux ne diffère de celle fournie par le logiciel de conception que de moins de 1 K. Bien que les courants de fuite (*leakage streams*) représentent une perte de performance thermique, les résultats montrent clairement des zones de recirculation plus petites et des pics de température plus faibles sur la géométrie avec

des jeux de chicane, par rapport au même échangeur de chaleur sans ces derniers. Ces pics peuvent atteindre des valeurs bien supérieures à la température de sortie spécifiée, dans le cas où le fluide froid se trouve du côté de la calandre. Dans leur étude, les auteurs ont constaté que, par exemple, la température la plus élevée à l'intérieur de l'échangeur de chaleur dépasse la température de sortie d'environ 8 K. De plus, la perte de charge (perte de charge) était d'environ 40% plus élevée lorsque les jeux étaient pris en compte. Par conséquent, les résultats mettent en évidence un rôle important (pas suffisamment illustré auparavant) des jeux de chicanes, qui pourraient être cruciaux pour les procédés avec des limites de température maximales, comme ceux du pétrole brut.

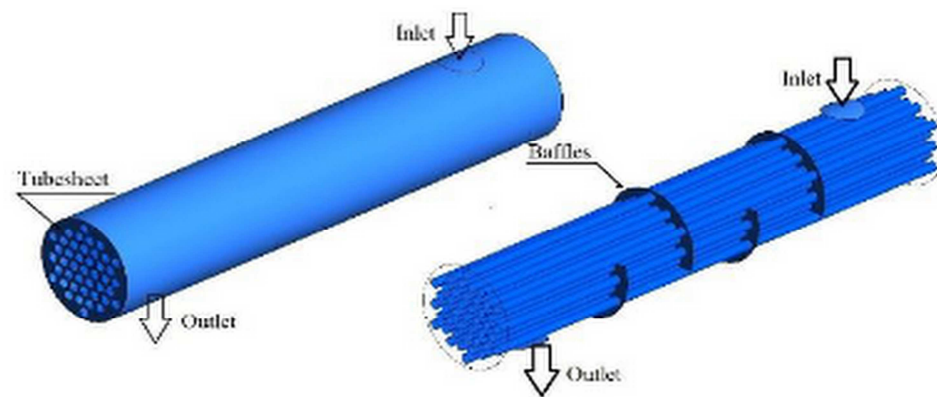


Figure 2.3 : Géométrie de l'échangeur de chaleur conçue par un logiciel de conception et étudié dans [24].

Aly [25] a réalisé une étude CFD pour étudier l'écoulement turbulent 3D et le transfert de chaleur dans un certain nombre d'échangeurs de **chaleur à tubes enroulés** (*Coiled tube intube heat exchanger*) (Fig. 2.4). Le modèle « $K-\mathcal{E}$ réalisable », [22], (une version modifiée du modèle $K-\mathcal{E}$ standard), avec un traitement de paroi amélioré a été utilisé pour simuler l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur (convection turbulente) dans des échangeurs de chaleur considérés. Les propriétés thermo-physiques de l'eau (fluide), qui dépendent de la température ont été utilisées, et les échangeurs de chaleur ont été analysés en tenant compte du transfert de chaleur conjugué du fluide chaud dans le tube interne enroulé vers le fluide froid dans la région de l'anneau.

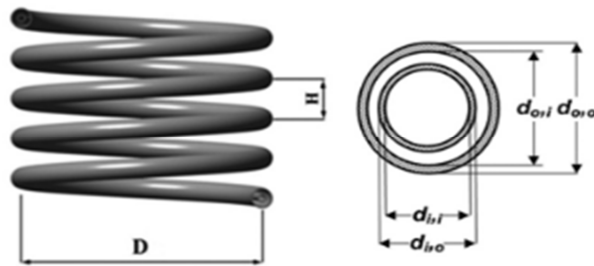


Figure 2.4 : Schéma représentatif et système de coordonnées de l'échangeur de chaleur à tubes enroulés étudié dans la référence [25].

Jia et al. [26] ont simulé numériquement un échangeur de chaleur à plaques et ailettes à contre-courant (Fig. 2.5) en utilisant le code CFD "Comsol" [27]. L'échangeur de chaleur étudié est utilisé dans les domaines de la récupération de chaleur ou du refroidissement. Dans leur travail, une cellule unitaire répétitive représentative de l'échangeur de chaleur multicanal (à canaux multiples) a été prise comme domaine de calcul, qui comprend un canal froid et un canal chaud séparés par des plaques (voir Fig. 2.5). De l'huile chaude et de l'eau froide ont été introduites dans les deux canaux parallèles (séparés) dans des directions opposées. Les distributions de température, de vitesse et de pression ont été calculées et utilisées pour analyser les performances de l'échangeur de chaleur. Une étude paramétrique a été menée sur l'effet de la longueur du canal pour déterminer l'efficacité du transfert de chaleur et la chute de pression. Il a également été constaté que le modèle peut être utilisé pour aider à la conception d'un échangeur de chaleur optimal.

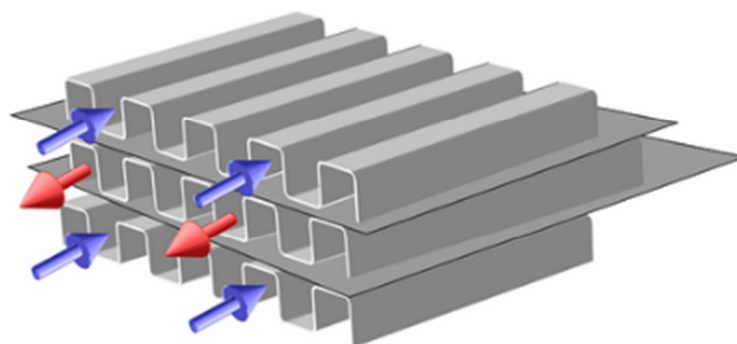


Figure 2.5 : Représentation schématique de l'échangeur à plaques et ailettes à contre-courant étudié dans la référence [26].

Dans l'installation expérimentale (appelée TALL-3D dans la référence [28] et montrée schématiquement à la Fig. 2.6), la chaleur générée dans le circuit primaire de l'installation (Fig. 2.6a) est transférée au côté secondaire via un échangeur de chaleur tubulaire (double tube) à contre-courant (Fig. 2.6b), qui est refroidi par de l'huile de glycérol. L'installation a été conçue pour des expériences thermo hydrauliques avec le liquide de refroidissement eutectique plomb-bismuth (LBE)² dans des conditions d'écoulement à convection naturelle et forcée. Afin de mieux comprendre les phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur à l'intérieur de l'échangeur de chaleur (Fig. 2.6c), des calculs 3D autonomes avec ANSYS CFX ont été réalisés par Papukchiev [28] pour l'expérience SESAME TG03.S301.03 (expérience utilisant le liquide de refroidissement « TG03.S301.03 » comme LBE et réalisée dans le cadre du projet SESAME³). Les données générées dans cette expérience posent un défi à la validation des codes CFD, car l'expérience combine l'écoulement de liquide de refroidissement (plomb-bismuth eutectique "LBE") entraîné par la poussée d'Archimède (flottabilité) dans le circuit primaire et l'écoulement turbulent d'huile dans le côté secondaire du TALL-3D. De plus, la validation est plus difficile pour l'approche CFD, car les deux fluides caloporteurs sont des fluides de Prandtl non unitaires ($Pr \neq 1$), ce qui nécessite une modélisation minutieuse du flux de chaleur turbulent. Dans son article, l'auteur a étudié et analysé le comportement de l'échangeur TALL-3D (Fig. 2.6b) lors du test TG03.S301.03 et les résultats des calculs ANSYS CFX ont été comparés aux mesures du test.

²Le LBE est un alliage *eutectique* de plomb (44,5 %) et de bismuth (55,5 %) utilisé comme liquide de refroidissement

³Le projet « SESAME » (Thermal-Hydraulics Simulations and Experiments for the Safety Assessment of Metal Cooled Reactors). <https://sesame-h2020.eu/>

³L'installation TALL-3D (Thermal-hydraulic ADS Lead-bismuth Loop with 3D flow test section) est une boucle expérimentale de pointe développée au KTH (Royal Institute of Technology, Stockholm, Suède) dans le cadre du projet EUROPÉEN THINS. L'objectif principal de l'installation est de fournir des données expérimentales de haute qualité

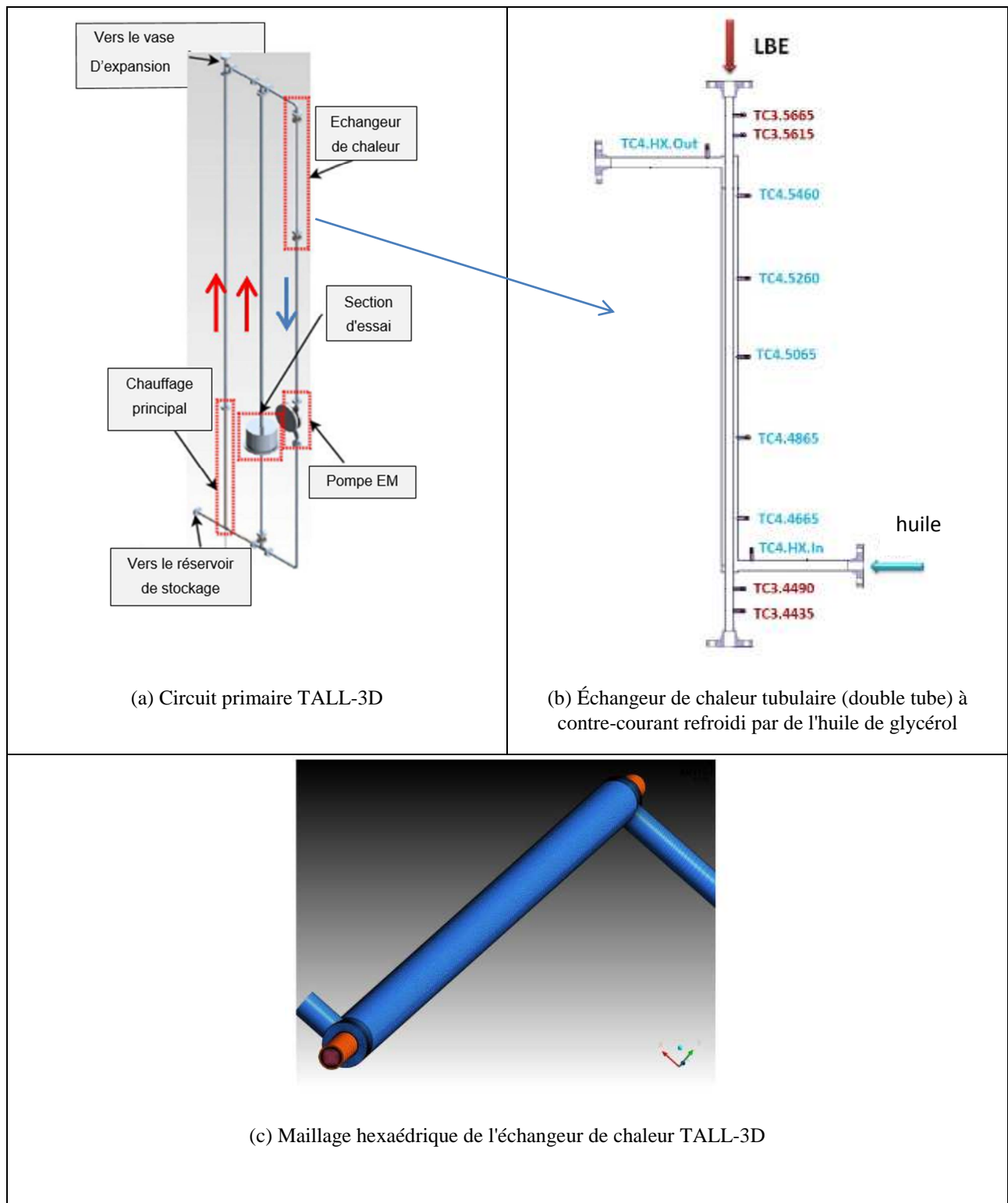


Figure 2.6 : L'installation expérimentale TALL-3D, exploitée par l'Institut royal de technologie KTH à Stockholm, a été conçue pour des expériences thermo-hydrauliques avec un liquide de refroidissement plomb-bismuth eutectique (LBE) dans des conditions d'écoulements de convection naturelle et forcée [28]. (a) Circuit primaire TALL-3D, (b) échangeur de chaleur et (c) Maillage hexaédrique utilisé pour le calcul CFD de l'échangeur de chaleur.

Choi et al. [29] ont réalisé une étude numérique pour l'évaluation des corrélations de transfert de chaleur pour les écoulements de sodium dans un échangeur de chaleur d'un réacteur nucléaire à neutrons rapides (Fig.2.7). Trois différents types d'écoulements : (a) l'écoulement parallèle (à co-courant), (b) l'écoulement transversal (à courants-croisés) et (c) deux écoulements inclinés ont été considérés. Les calculs ont été effectués pour ces trois écoulements typiques dans l'**échangeur de chaleur** en changeant les modèles de turbulence. Les modèles de turbulence testés sont le modèle de transport par contrainte de cisaillement (SST ou bien $k-\omega$ SST) et le modèle de turbulence SSG-Reynolds (ou modèle de turbulence par contrainte SSG-Reynolds) due à Speziale, Sarkaret Gatski (SSG) [30]. Le modèle de calcul des écoulements parallèles (à co-courants) est un écoulement traversant des tubes à l'intérieur d'un cylindre circulaire et ceux des écoulements transversaux (à courants-croisés) et inclinés sont des écoulements traversant des bancs de tubes perpendiculaires et inclinés entourés d'un conduit rectangulaire. Les résultats de calcul ont montré que le modèle SST produit les résultats les plus fiables qui peuvent distinguer la meilleure corrélation de transfert de chaleur des autres corrélations pour les trois écoulements différents. Il a également été démontré que le modèle de turbulence SSG-Reynolds à nombre de Reynolds élevé [31] gère de manière incorrecte l'effet d'un faible nombre de Prandtl lorsque le nombre de Péclet est petit. De plus, les résultats des calculs ont montré que pour un écoulement parallèle (configuration à co-courant), toutes les corrélations antérieures investiguées ne correspondent pas aux solutions numériques obtenues ; les auteurs ont ainsi proposé de nouvelles corrélations. En outre, ils ont montré que les corrélations de Dwyer [32] pour l'écoulement transversal (configuration à courants-croisés) et sa corrélation modifiée, qui prend en compte l'inclinaison de l'écoulement pour les écoulements inclinés, fonctionnent mieux et sont suffisamment précises pour être utilisées pour la conception de l'échangeur de chaleur.

Les échangeurs de chaleur ouverts en acier inoxydable montrés schématiquement sur la Fig. 2.8 sont utilisés dans la production de jaggery (un sucre biologique)⁴. Ces échangeurs de chaleur contenant du jus de canne à sucre sont placés au-dessus d'un conduit de gaz de combustion. L'énergie thermique contenue dans les gaz est utilisée pour évaporer l'eau contenue dans le jus de canne à sucre, ce qui épaissit (grossit) le jus. Après l'évaporation de la quasi-totalité de l'eau, il reste dans la casserole d'ébullition une substance jaune, cristalline et pâteuse qui devient solide après refroidissement : c'est le jaggery. La modélisation et la simulation du transfert de chaleur entre les fumées (gaz de combustion) et le jus sont très importantes pour améliorer l'efficacité thermique du procédé précédent. En effet, elles permettent de connaître en détail les phénomènes

⁴ Le jaggery est un produit concentré de jus de canne à sucre qui est produit dans les communautés rurales des hauts plateaux et de la jungle du Pérou.

physiques de transfert de chaleur se produisant des gaz de combustion vers le jus de la bagasse à canne à sucre. Dans ce contexte, **La Madrid et al. [33]** ont présenté les résultats de la simulation numérique des phénomènes de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur ouverts (fours jaggery) (**Fig. 2.8**) et leurs résultats ont été comparés aux données mesurées expérimentalement. Les résultats numériques concernant la chute de température des gaz de combustion à plusieurs endroits du four à jaggery sont en bon accord avec les mesures expérimentales, validant ainsi la capacité prédictive que le modèle numérique peut offrir dans la représentation détaillée des caractéristiques d'écoulement du fluide et du transfert de chaleur dans un tel four; ce qui à son tour conduit à assurer la conception de futures usines de jaggery avec une efficacité thermique et une production de canne à sucre plus élevées.

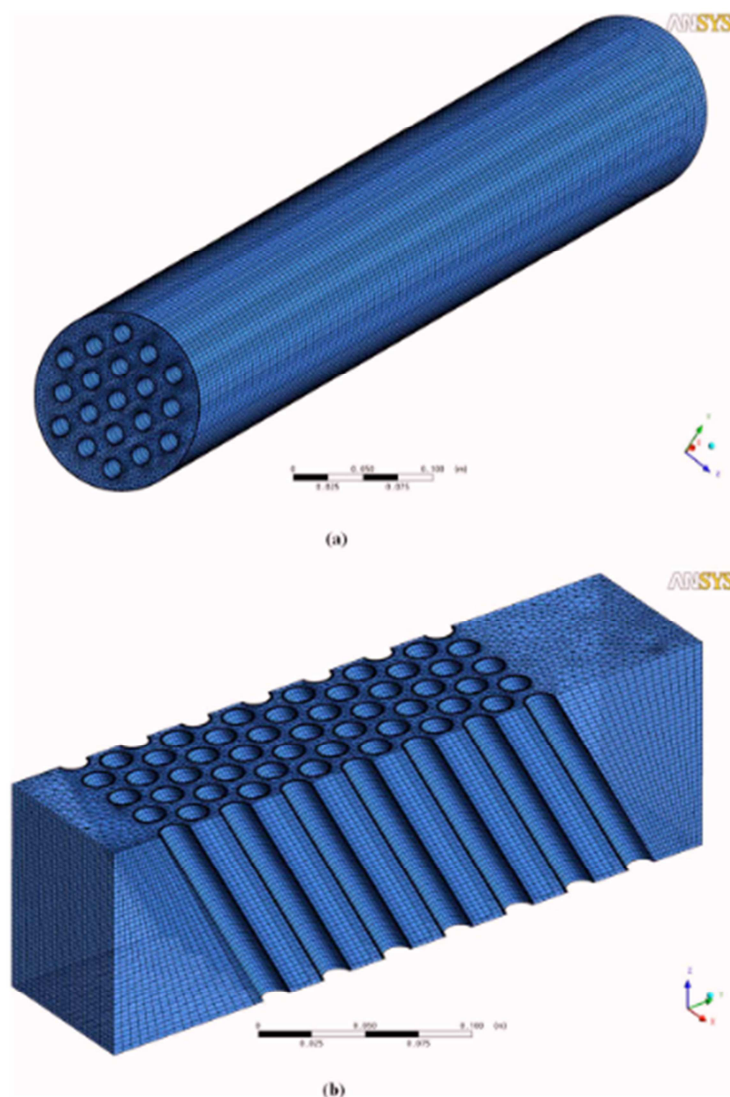


Figure 2.7 : Maillages numériques : (a) écoulement parallèle et (b) écoulements inclinés [29]

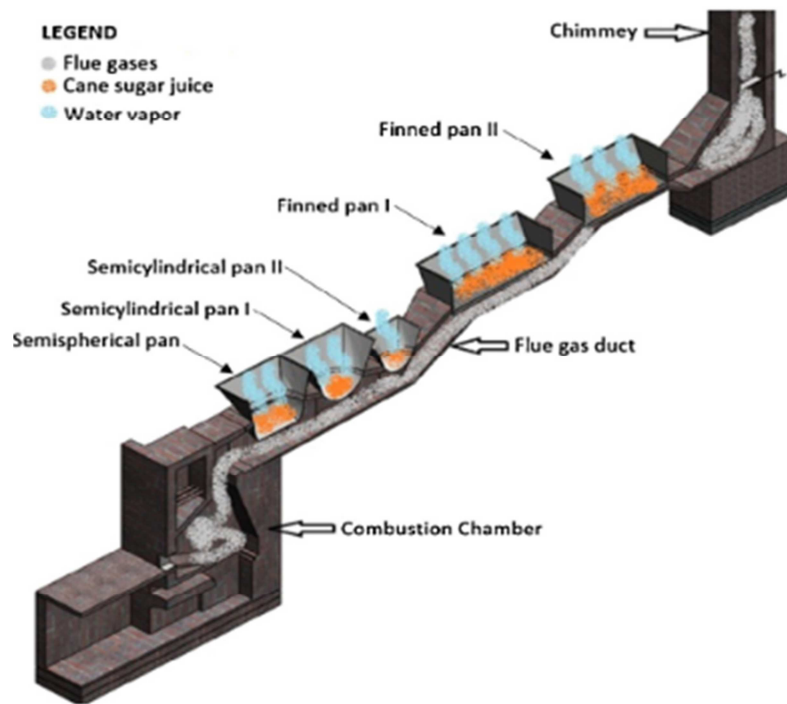


Figure 2.8 : Vue schématique du four Jaggery étudié dans [33]

Bengt Sundén [34] a fourni un état de l'art complet sur les méthodes de calcul des champs dynamique et thermique dans le domaine des équipements thermiques, en particulier les échangeurs de chaleur. Les méthodes comprennent diverses techniques CFD, des méthodes CHT (transfert thermique numérique) et des modèles de turbulence pour les applications **monophasées** (monophasiques) dans la conception, la recherche et le développement d'échangeurs de chaleur. L'auteur a présenté les détails de la méthode des volumes finis (MVF) et leur extension à des géométries arbitraires et il a également fourni un aperçu général de la modélisation de la turbulence et a répertorié certains des codes numériques les plus courants disponibles dans le domaine CFD. En outre, dans l'article l'auteur a discuté des méthodes d'application des méthodes CFD aux échangeurs de chaleur et a présenté les résultats de quelques exemples d'application des méthodes CFD aux échangeurs de chaleur pratiques afin de démontrer comment ces méthodes peuvent être utilisées dans la recherche, le développement et la conception des équipements thermiques. Les limites et les lacunes de la recherche ainsi que les besoins en matière de recherche ont également été soulignés.

2.3 Paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur

Les **paramètres de performance des échangeurs** de chaleur sont l'**efficacité**, le **coefficient de transfert de chaleur global** et le **taux d'extraction d'énergie**. Afin d'**améliorer** ces performances, il existe plusieurs moyens (méthodes). Nous tentons ici d'éclairer ces aspects, en nous référant aux études menées sur ces aspects. Parmi les études les plus pertinentes nous citons par exemple :

Arjun [35] a conduit une étude numérique dans le but de prévoir les performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre (**Fig.2.9**). Le processus de résolution de la simulation consiste à modéliser et à mailler la géométrie de base de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre à l'aide du logiciel ANSYS 13.0. La performance de l'échangeur de chaleur a été évaluée en utilisant le logiciel CFD Fluent et a été comparée aux valeurs expérimentales existantes dans la littérature. Une tentative a également été faite pour calculer la performance de l'échangeur de chaleur étudié en considérant des chicanes hélicoïdales au lieu de chicanes segmentaires régulières et les résultats ainsi obtenus ont été comparés. Les paramètres de performance relatifs à l'échangeur de chaleur tels que l'efficacité, le coefficient de transfert de chaleur global, le taux d'extraction d'énergie, etc. ont été rapportés dans ce travail.

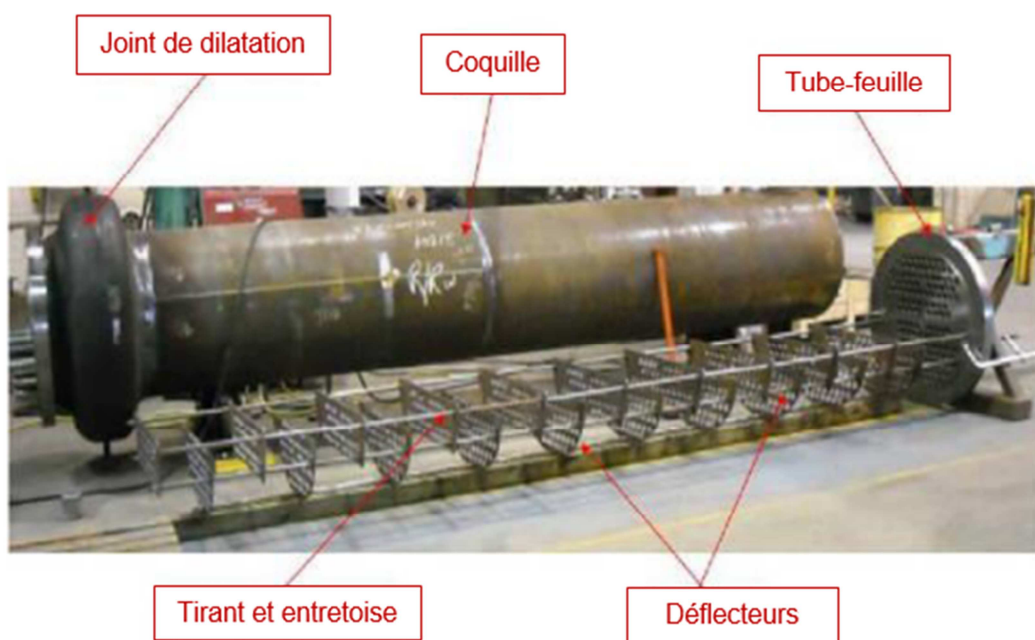


Fig. 2.9 : Composants de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre étudié dans [35].

Afshari et al. [36] ont effectué une analyse numérique de l'effet d'un nouveau turbulateur à billes(boules)conçu et proposé pour être intégré dans un échangeur de chaleur tubulaire afin d'examiner l'amélioration du transfert de chaleur et des caractéristiques d'écoulement dans l'échangeur. En effet, les auteurs ont conçu et incorporé des turbulateurs à billes avec trois diamètres de billes différents dans l'échangeur de chaleur **tubulaire** (voir Fig. 2.10). Les effets du diamètre des billes, du pas (espacement entre les billes) et du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur, le facteur de frottement et la génération d'entropie ont été analysés. Quatre valeurs différentes du nombre de Reynolds (entre 5000 et 20000) ont été utilisées. Les résultats en termes du nombre de Nusselt et du facteur de frottement ont été comparés à ceux d'un tube lisse (échangeur de chaleur tubulaire sans turbulateurs à billes) dans les mêmes conditions d'écoulement et de température afin de déterminer l'amélioration du transfert de chaleur et des caractéristiques d'écoulement dans l'équipement. L'analyse numérique a précisé que les turbulateurs suggérés génèrent un écoulement tourbillonnaire turbulent plus important à faible nombre de Reynolds, et par conséquent, un transfert de chaleur plus efficace peut être obtenu. De plus, l'augmentation du diamètre de la bille entrainera un meilleur taux de transfert de chaleur en raison de la région tourbillonnaire plus large à l'arrière de la boule.

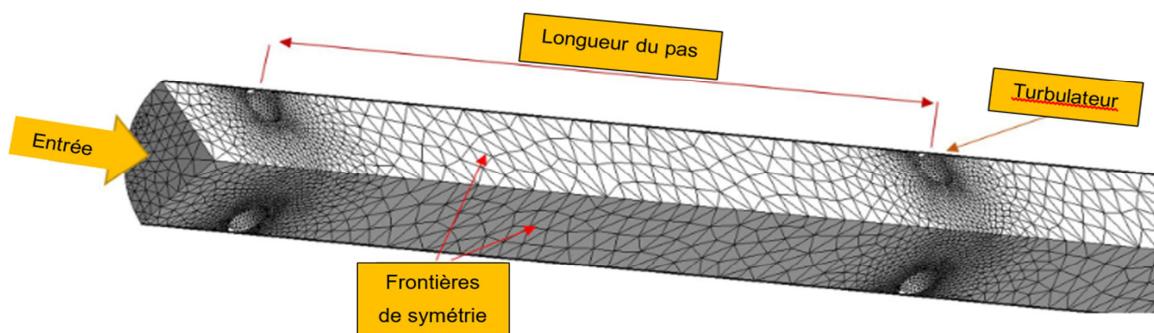


Figure 2.10 : Maillage et conditions aux limites pour l'échangeur de chaleur tubulaire et équipé de turbulateurs (à billes) étudié dans [36].

Lindqvist et al. [37] ont présenté un modèle CFD pour résoudre le problème de transfert de chaleur conjugué dans les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes (Fig. 2.11). Les auteurs ont également réalisé des expériences sur quatre géométries d'échangeurs différentes pour des nombres de Reynolds élevés. La comparaison entre CFD/expérimental a montré un accord favorable. En effet, trois comparaisons CFD sur quatre correspondent à une erreur de moins de 20 % des expériences. Le modèle de calcul proposé par les auteurs a été appliqué pour étudier la dépendance du transfert de chaleur et de la chute de pression sur le pas de la matrice (réseau) de

tubes transversaux. Les auteurs ont montré que la minimisation de l'angle du réseau améliore l'efficacité des ailettes.

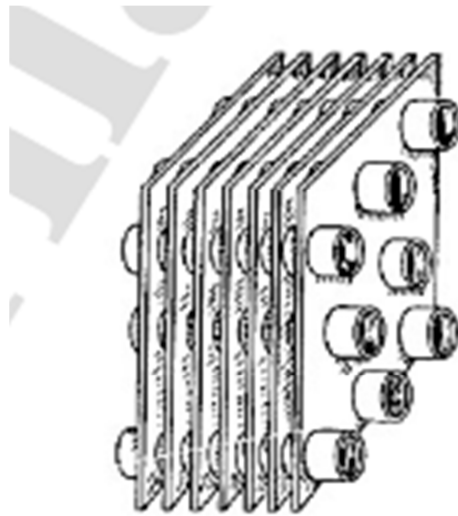


Figure 2.11 : Géométrie de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes [37].

Chaves et al. [38] ont présenté une étude comparative des performances et des caractéristiques de transfert de chaleur de deux échangeurs de chaleur à serpentin hélicoïdal différents (Fig. 2.10) avec deux et trois anneaux hélicoïdaux (bobines) par simulation CFD à l'aide du logiciel ANSYS-CFX v12. Les échangeurs de chaleur hélicoïdaux sont des équipements industriels typiques que l'on retrouve dans plusieurs procédés industriels tels que : le traitement chimique, l'agro-alimentaire, l'énergétique, l'électronique, l'environnement, l'espace et la cryogénie. Dans les simulations réalisées, les auteurs ont utilisé différentes valeurs de températures d'entrée des fluides chaud et froid. Les valeurs suivantes ont été utilisées (1) les valeurs de température d'entrée du fluide chaud sont de 25, 30, 35 et 40°C et (2) la valeur de température d'entrée du fluide froid est de 20°C. Les résultats ont indiqué que les performances des deux échangeurs de chaleur pour la température d'entrée du fluide chaud de 25°C étaient assez similaires, mais pour la température d'entrée du fluide chaud de 40°C, l'échangeur de chaleur à trois bobines hélicoïdales était plus efficace que l'échangeur à deux bobines hélicoïdales. Il a été démontré que la performance pouvait être améliorée en augmentant la température d'entrée du fluide chaud avec deux et trois anneaux hélicoïdales.



Figure 2.12 : Échangeur de chaleur industriel à serpentin hélicoïdal (*helically coiled Heat Exchanger*) [38]

Serageldin et al. [39] ont étudié expérimentalement et numériquement les performances thermiques d'un échangeur de chaleur air-terre (*EAHE*), utilisé pour le chauffage et le refroidissement des habitations, dans des conditions météorologiques égyptiennes. En effet, le profil de température du sol et la distribution de température de l'air traversant un échangeur de chaleur air-terre horizontal ont été étudiées expérimentalement (Fig. 2.11). Et un modèle mathématique basé sur un régime instationnaire et unidimensionnel a été dérivé pour l'équation de conservation de l'énergie. Les équations du modèle mathématique (1D) ont été discrétisées par une méthode explicite des différences finies et résolues numériquement à l'aide du code MATLAB. De plus, un modèle instationnaire et tridimensionnel de simulation CFD utilisant d'ANSYS Fluent a été établi pour prédire la température de l'air et du sol. Le modèle standard $\kappa-\varepsilon$ est appliqué pour simuler l'énergie cinétique de la turbulence du fluide en mouvement. Les résultats issus du modèle mathématique (1D) dérivé et de la simulation CFD (3D) ont été comparés aux résultats expérimentaux. Un bon accord est obtenu avec une erreur moyenne et un coefficient de corrélation de 2,09, 97% pour la simulation CFD et 3,3 et 95,5% par le modèle mathématique, respectivement. Les résultats du modèle mathématique dérivé (1D) et de la simulation CFD (3D) ont été comparés aux résultats expérimentaux. Un bon accord a été obtenu avec une erreur moyenne et un coefficient de corrélation de 2,09, 97% pour la simulation CFD et

3,3 et 95,5% par le modèle mathématique, respectivement. D'autre part, une étude paramétrique a été menée pour explorer l'impact de différents paramètres tels que le diamètre du tuyau (conduit (*pipe*)), le matériau du tuyau, la longueur du tuyau, l'espacement des tuyaux et la vitesse du fluide dans l'écoulement. Les résultats montrent que certains de ces paramètres ont des effets notables sur la température de l'air. À mesure que le diamètre du tuyau augmente, la température de l'air diminue ; par exemple, la température de l'air de sortie augmente de 20,4 °C à 18,7 °C lorsque le diamètre du tuyau augmente de 2 à 3 pouces. De plus, à mesure que la longueur du tuyau augmente, la température de l'air de sortie augmente ; par exemple la température passe de 19,7 à 19,9°C lorsque la longueur du tuyau passe de 5,45 m à 7 m. Un léger changement se produit dans la température de l'air de sortie de 19,7 °C à 19,8 °C lorsque l'espacement des tuyaux passe de 0,2 à 0,5 m. De plus, l'effet de la vitesse du fluide a été étudié ; par exemple, la température de l'air de sortie diminue de 20,4°C à 19,2°C lorsque l'air accélère de 1 à 3 m/s. Enfin, trois matériaux de tuyaux différents tels que le PVC, l'acier et le cuivre ont été impliqués dans l'expérience. La température de l'air de sortie était de 19,7°C pour les tuyaux en PVC et de 19,8, 19,8°C pour l'acier et le cuivre, respectivement. Les auteurs concluent donc que le changement de température de l'air de sortie pour les différents matériaux de tuyauterie utilisés est négligeable par rapport à leurs prix.



Figure 2.13 : Photos du montage (configuration) expérimental (a) échangeur de chaleur en PVC et (b) instrument de mesure du profil de température du sol [39].

La mauvaise distribution de l'écoulement de réfrigérant est un défi pratique dans la plupart des applications d'échangeurs de chaleur à micro canaux (MCHE) (Fig. 2.12). La conception géométrique, le transfert de chaleur inégal et la chute de pression dans différents tubes à micro-canaux sont les trois principales raisons d'une mauvaise répartition de l'écoulement. Afin de prendre en compte efficacement et précisément ces trois effets, **Huang et al. [40]** ont proposé une nouvelle approche appelée « approche de Co-simulation » des échangeurs de chaleur à micro-canaux. L'approche proposée combine une simulation détaillée du collecteur basée sur la dynamique des fluides numérique (CFD) et un outil robuste de modélisation du transfert de chaleur et de l'écoulement du réfrigérant en volumes finis basé sur l'efficacité du tube. Le « concept » de Co-simulation a été démontré par les auteurs sur une étude de cas d'échangeur de chaleur à micro canaux à dix tubes. En effet, l'effet de gravité et l'effet d'écoulement d'air irrégulier ont été analysés numériquement en utilisant de l'eau et du réfrigérant « R134a » condensé comme fluides de travail. L'approche proposée a été validée par rapport aux données expérimentales d'un condenseur automobile (qui utilise du R134a). Un bon accord entre la prédiction CFD aux données expérimentales a été obtenu. Un bon accord entre la prédiction CFD et les données expérimentales a été obtenu. Les auteurs concluent donc que l'approche de Co-simulation présentée est capable de prédire le comportement détaillé du flux de réfrigérant tout en prédisant avec précision les performances globales de l'échangeur de chaleur.

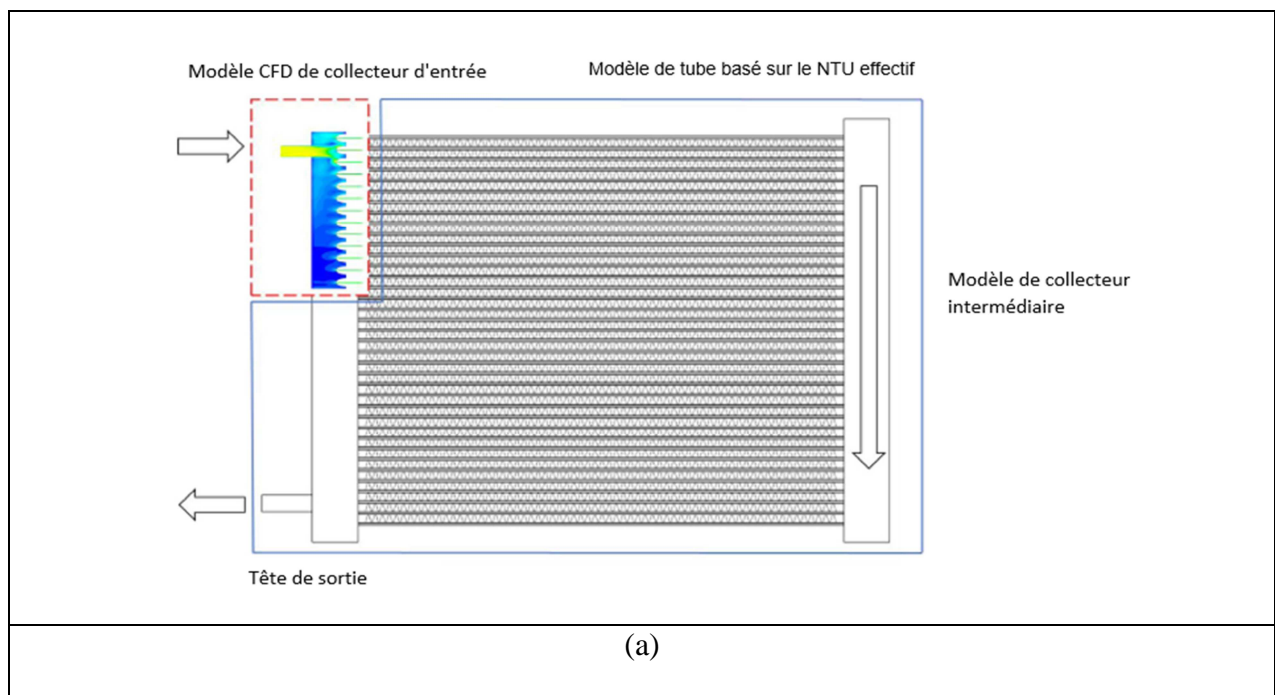


Figure 2.14 : Vue de face du modèle d'échangeur de chaleur à micro canaux (MCHE) segmenté basé sur l'efficacité-NUT [40].

Özdemir et Fazıl Serincan [41] ont étudié les comportements transitoires des cycles de chauffage et de refroidissement d'un échangeur de chaleur régénératif rotatif dans un système de désulfuration des gaz de fumée à l'aide d'un modèle de simulation CFD en 3D. À cette fin, un échangeur de chaleur régénératif rotatif (Fig.2.13) a été modélisé en utilisant une approche de milieu poreux pour les surfaces de transfert de chaleur (c'est-à-dire la matrice) à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. Un modèle de canal autonome a été utilisé pour obtenir les paramètres du milieu poreux et le coefficient de transfert de chaleur. Les résultats numériques ont été comparés avec des travaux antérieurs dans la littérature et un bon accord a été obtenu. Les effets de différentes conditions de fonctionnement sur les performances de l'échangeur de chaleur ont été étudiés et les auteurs ont conclu que la température de sortie du gaz traité augmente avec l'augmentation de la vitesse angulaire et la température d'entrée des gaz traités alors qu'elle diminue avec la diminution de la charge. Par conséquent, la température de sortie du gaz non traité diminue avec l'augmentation de la vitesse angulaire et diminue avec la diminution de la température d'entrée du gaz traité et de la charge. Concernant la performance globale de l'échangeur, les auteurs ont observé qu'elle augmente avec la diminution de la vitesse angulaire et de la température d'entrée du gaz traité, alors qu'elle augmente avec la diminution de la charge.

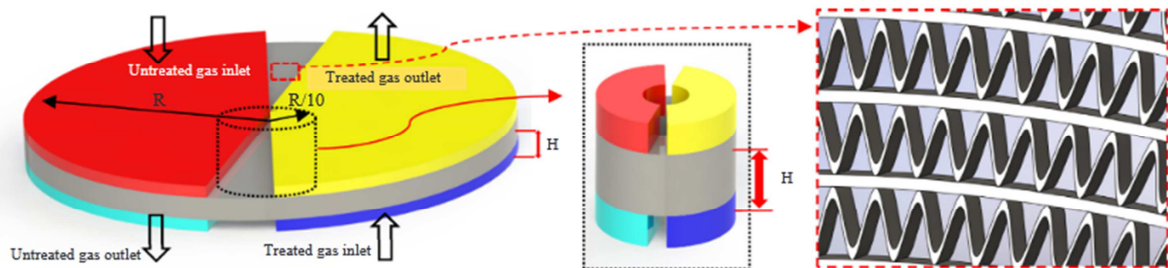


Figure 2.15 : Conduits sinusoidaux ondulés (*Corrugated sinusoidal ducts*) [41]. Les échangeurs de chaleur régénératifs rotatifs sont couramment utilisés dans les systèmes de désulfuration des gaz de fumée pour améliorer la dispersion des polluants, réduire le panache visible, éviter la pluie de gouttelettes liquides de la cheminée et éviter les problèmes de corrosion sur les matériaux du système [41].

2.4 Influence de l'encrassement de la surface interne des tubes sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur

Le phénomène d'**encrassement** des échangeurs thermiques est un phénomène qui nuit à ses performances. Plusieurs études ont été menées sur ce phénomène ; parmi ces études nous soulignons ici par exemple :

Ocloń et al. [42] ont présenté une étude numérique de l'influence de l'encrassement de la surface interne du tube (ou des tubes) sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur tubes à ailettes haute température (Fig. 2.14) qui est utilisé pour refroidir les gaz de combustion chauds. Étant donné que le gaz dans l'espace extérieur n'est alors pas refroidi efficacement, la température sur la paroi extérieure peut même augmenter au-delà des limites de résistance autorisées. Le cheminement (parcours) du gaz à travers les passages formés entre les ailettes étant complexe et afin de simplifier le modèle de transfert de chaleur, seul l'écoulement de gaz à travers le passage formé par les six ailettes consécutives a été analysé par les auteurs. En effet, les auteurs ont réalisé des simulations CFD afin de déterminer les variations de vitesse et de température de l'écoulement de gaz de combustion dans l'espace inter-tubulaire de l'échangeur de chaleur à courants-croisés (flux-croisés) (Fig. 2.14). Le taux de transfert de chaleur total, la température du gaz de sortie et la température maximale de la paroi du tube pour différentes vitesses d'entrée du gaz ont été déterminés.

Yang [43] a étudié l'encrassement qui affecte les performances hydrodynamiques et thermodynamiques des échangeurs du train de préchauffage du pétrole brut dans les raffineries. En effet, la phase très précoce de l'encrassement, appelée période d'induction, qui contient des niveaux d'encrassement inappréciables, est mal comprise en raison du manque de données expérimentales. Pour mieux comprendre cette période et étudier les stratégies potentielles d'atténuation de l'encrassement, l'auteur a mis en œuvre un modèle qui l'a incorporé dans un code de dynamique des fluides numérique (CFD). Le modèle développé prend en compte l'encrassement dû (1) aux réactions chimiques et aux précipitations, (2) à l'écoulement turbulent et (3) au phénomène de vieillissement dans un tube d'échangeur de chaleur (Fig. 2.15). Des simulations CFD tridimensionnelles ont été réalisées dans diverses conditions de fonctionnement pour évaluer l'importance relative des deux mécanismes d'encrassement (réactions chimiques et précipitations) et fournir des prédictions directes des taux de dépôt. L'interaction entre les processus d'encrassement chimique et de précipitation est caractérisée à l'aide d'un "facteur d'interférence", introduit par l'auteur pour évaluer l'ampleur de la suppression du mécanisme

chimique et de l'augmentation des précipitations. Les résultats de la simulation donnent un aperçu de l'interaction des mécanismes clés pendant la période d'induction (jusqu'à trois secondes de temps d'écoulement) de l'encrassement dans les échangeurs de chaleur au pétrole brut et des stratégies possibles pour prolonger cette période d'encrassement quasi nul.

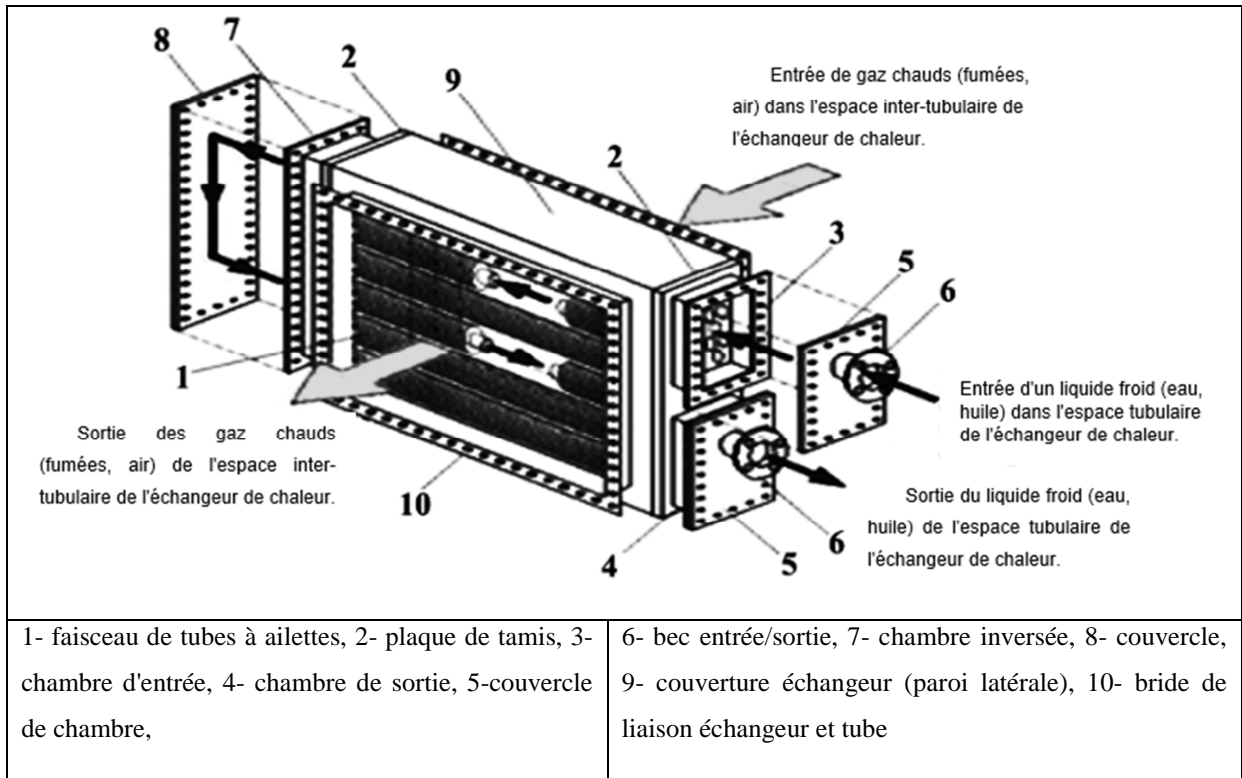


Figure 2.16 : Schéma représentatif d'un échangeur de chaleur **tubes à ailettes** à deux passes (configuration à courants-croisés) avec des tubes à ailettes elliptiques [42].

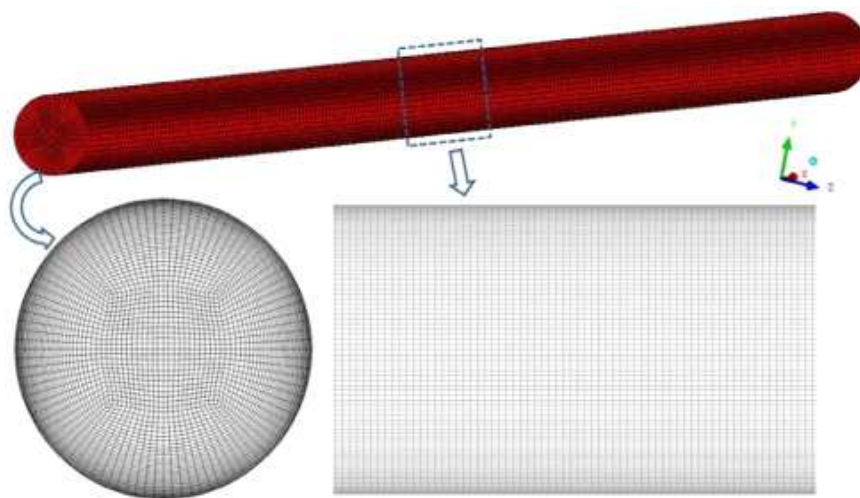


Figure 2.17 : Le domaine de calcul, composé d'environ 5 millions d'éléments hexaédriques non structurés pour un tube d'échangeur de chaleur de 0,5 m de long et de 0,02 m de diamètre [43].

Chapitre 3 :

**Modélisation mathématique
des écoulements laminaires et
turbulents dans les conduits**

Chapitre 3 : Modélisation mathématique des écoulements laminaires et turbulents dans les conduits

3.1 Introduction

L'écoulement de fluide dans un conduit (par exemple passage d'un échangeur) peut être laminaire ou turbulent selon les conditions d'écoulement forcé (vitesse d'entrée) à l'entrée du conduit. Ainsi, selon la valeur de la vitesse à l'entrée du conduit (c.-à-d. le nombre de Reynolds), on distingue les régimes : laminaire, transitoire et turbulent.

Il est important de noter que la turbulence est une propriété de l'écoulement et non une propriété du fluide. De plus, il convient de noter qu'un écoulement véritablement turbulent est de nature tridimensionnelle et se produit à des nombres de Reynolds relativement élevés. Ainsi, toute étude bidimensionnelle ne doit être traitée que comme une approximation.

Par la suite, nous donnerons un aperçu des équations qui régissent l'écoulement turbulent avec transfert de chaleur en régime laminaire et en régime turbulent (convection turbulente).

3.2 Régime laminaire : Équations régissant la convection laminaire dans un conduit

1- Conservation de la masse ou équation de continuité :

Pour un écoulement de fluide incompressible, l'équation de continuité s'écrit [1, 2] :

En utilisant une notation indicielle,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

où $i = 1, 2$ pour le cas d'un écoulement à deux dimensions et $i = 1, 2, 3$ pour trois dimensions.

2- Conservation de la quantité de mouvement :

Pour un écoulement de fluide incompressible, les équations de quantité de mouvement sous forme indicelle sont [1, 2] :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} \right) \quad (3.2)$$

À noter que l'équation ci-dessus est applicable dans toutes les dimensions.

Application : Si l'on considère par exemple l'écoulement incompressible dans une géométrie bidimensionnelle (2D). La projection de l'équation (3.2) donne :

Dans la direction de x :

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

Dans la direction de y :

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

3- Conservation de l'énergie :

De même, le transfert de chaleur est régi par :

En considérant la forme indicelle [1, 2] :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad (3.3)$$

L'équation (3.3) est applicable dans toutes les dimensions de l'espace.

Application : Dans une géométrie bidimensionnelle (2D), l'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

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

où $\alpha = k / \rho c_p$ est appelée diffusivité thermique.

3.3 Régime turbulent: Équations régissant la convection turbulente dans une conduite basée sur certains modèles de turbulence existants

3.3.1 Écoulement de convection laminaire vs écoulement de convection turbulente

Dans une simulation CFD, si une résolution de maillage appropriée est utilisée, le modèle mathématique composé des équations de Navier-Stokes et de l'équation d'énergie et illustré précédemment (Eqs. 3.1- 3-3) est suffisant pour résoudre toutes les échelles de turbulence. Cependant, cela nécessite des ressources de calcul extrêmement importantes (en termes de RAM et de processeur) et n'est possible, en un temps raisonnable (faible temps de calcul), que pour des problèmes simples avec des nombres de Reynolds faibles et modérés [1]. Ainsi, pour résoudre le problème (de toutes les échelles de turbulence c'est-à-dire à des nombres de Reynolds élevés) sans nécessiter de ressources de calcul extrêmement importantes, il est indispensable d'utiliser les modèles de "décomposition" et de "turbulence" de Reynolds (les équations RANS⁵). Ainsi, à la place des équations de convection laminaire données au-dessus des équations RANS doivent être utilisées. Le modèle d'équations RANS sera illustré dans les sections suivantes.

3.3.2 Procédure de prise de la moyenne dans le temps (Time averaging)

La procédure standard pour développer un modèle qui régit le problème de l'écoulement turbulent de fluide incompressible avec transfert de chaleur par convection (ou convection turbulente) consiste à utiliser les équations de Navier-Stokes moyennées dans le temps avec une approche de modélisation de la turbulence appropriée, pour exprimer les grandeurs essentielles moyennées dans le temps (à savoir \bar{u}_i , \bar{p} et \bar{T}) [1]; cela réduit la résolution excessive requise du maillage. Ainsi, toute grandeur de turbulence d'intérêt, telle que (la pression p , la vitesse u_i et la température T) peut être exprimée comme suit :

$$\text{Grandeur turbulente} = \text{Composante moyennée dans le temps} + \text{Composante de fluctuation} \quad (3.4)$$

Prenons par exemple :

⁵ RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes equations)

1) La conservation de quantité de mouvement

La vitesse turbulente s'écrit :

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.5)$$

Avec la grandeur moyennée (moyenne) dans le temps peut être obtenue comme suit :

$$\bar{u}_i = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u_i(t) dt \quad (3.6)$$

En prenant en compte les équations (3.5) et (3.6) et en appliquant la procédure de prise de la moyenne dans le temps aux équations régissant un écoulement incompressible multidimensionnel, on obtient

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u_j' u_i'}) \quad (3.7)$$

Avec

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.8)$$

où $(\bar{\tau}_{ij})$ est le tenseur des contraintes de cisaillement moyennées dans le temps et $(\overline{\rho u_j' u_i'})$ est appelée la contrainte de Reynolds $(\bar{\tau}_{ij}^R = -\overline{\rho u_j' u_i'})$. En se référant à l'hypothèse de Boussinesq, la nouvelle inconnue (contrainte de Reynolds) est donnée par :

$$\bar{\tau}_{ij}^R = -\overline{\rho u_j' u_i'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.9)$$

Cette équation montre clairement que la grandeur inconnue supplémentaire à modéliser est la viscosité turbulente μ_T (ou bien la viscosité cinématique turbulente $\nu_T = \mu_T / \rho$).

2) La conservation d'énergie

De même, pour un écoulement convectif multidimensionnel de fluide incompressible, l'équation d'énergie peut également être moyennée dans le temps en écrivant la température sous la forme donnée par l'équation (3.8), c'est-à-dire :

$$T = \bar{T} + T'$$

En suivant la procédure décrite ci-dessus, l'équation d'énergie moyennée dans le temps peut s'écrire comme suit :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) \quad (3.10)$$

où α est la diffusivité thermique et $\overline{u'_j T'}$ est la diffusion thermique turbulente qui peut être approximée comme suit :

$$\overline{u'_j T'} = -\alpha_T \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

où α_T est la diffusivité thermique turbulente.

3.3.3 Exemples d'application de la procédure de moyenne dans le temps

1- Équations régissant la convection turbulente bidimensionnelle :

Pour un problème bidimensionnel, en coordonnées cartésiennes x et y , les équations régissant la convection turbulente bidimensionnelle s'obtiennent facilement à partir des équations précédentes :

Équation conservation de la masse (continuité) :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (3.12)$$

Équations de conservation de la quantité de mouvement :

$$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + (\nu + \nu_T) \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) \quad (3.13)$$

et

$$\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + (\nu + \nu_T) \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) \quad (3.14)$$

Équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \left[\alpha + \frac{\nu_T}{Pr_T} \right] \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} \right) \quad (3.15)$$

2- Équations régissant la convection turbulente tridimensionnelle :

De même, les équations régissant la convection turbulente tridimensionnelle (coordonnées cartésiennes x, y, et z) sont :

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.16)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + (\nu + \nu_T) \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (3.17)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + (\nu + \nu_T) \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \left[\alpha + \frac{\nu_T}{Pr_T} \right] \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) \quad (3.19)$$

Donc pour résoudre l'ensemble des équations de Navier-Stokes (3.12)-(3.14) et de l'énergie (3.15) qui régissent la convection turbulente bidimensionnelle, ou bien les équations (3.16)-(3.19) qui régissent la convection turbulente tridimensionnelle nous avons besoin de quelques relations supplémentaires pour le calcul de la viscosité cinématique turbulente tourbillonnaire « ν_T » et d'une expression du nombre de Prandtl turbulent (Pr_T). Pour cela, il faut chercher à trouver des relations entre les grandeurs turbulentes (κ , ε , ν_T et α_T) et trouver une expression du nombre de Prandtl turbulent (Pr_T).

Remarque : La comparaison entre le système d'équations régissant le problème en régime laminaire et celui des équations régissant le problème en régime turbulent montre que les équations ont la même structure sauf que dans le second système les grandeurs (variables dépendantes) de l'écoulement turbulent sont des grandeurs moyennées dans le temps et l'autre différence est la présence de grandeurs turbulentes (ν_T , α_T et Pr_T).

3.3.4 Relations entre (κ , ε , ν_T et α_T) et les principaux modèles de turbulence

3.3.4.1 Expression de la viscosité cinématique turbulente

La viscosité cinématique turbulente « ν_T » a les mêmes dimensions que la viscosité cinématique physique du fluide (ν) (c.-à-d. [m^2/s]). Ainsi, nous pouvons exprimer la viscosité

cinématique turbulente de tourbillon en termes d'échelles de vitesse et de longueur (U et L) du grand tourbillon, à savoir,

$$v_T = c_\mu U L \quad (3.20)$$

où c_μ est une constante et rappelons que U et L sont respectivement les échelles de vitesse et de longueur du grand tourbillon.

3.3.4.2 Modèles de turbulence :

Selon les expressions attribuées respectivement à U et L , plusieurs modèles (dits « de turbulence ») sont possibles, par exemple :

1- Les modèles à une équation (ou $\kappa-l$)

Si dans l'équation (3.20) l'échelle de vitesse du grand tourbillon « U » est remplacée par $\sqrt{\kappa}$, alors on obtient :

$$v_T = c_\mu U L = c_\mu \sqrt{\kappa} L \quad (3.21)$$

Ainsi, avec une telle substitution, la viscosité cinématique turbulente de tourbillon (v_T) peut être déterminée en résolvant une équation « scalaire » de transport (transfert) pour κ et en supposant (posant) une échelle de longueur turbulente appropriée « L », on obtient les modèles « $\kappa-l$ » ou « à une équation » [1].

2- Les modèles à deux équations (ou $\kappa-\varepsilon$)

Une meilleure expression de la viscosité turbulente tourbillonnaire est cependant obtenue en remplaçant l'expression ($\varepsilon = U^3/L$ [1]) dans l'équation (3.19), on obtient alors :

$$v_T = c_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

Pour utiliser cette équation, nous devons résoudre deux équations « scalaires » de transport, une pour κ et une autre pour ε , nous nous retrouvons donc avec les modèles $\kappa-\varepsilon$ (ou « deux équations »).

3- Autres modèles de turbulence

Dans la littérature, il existe plusieurs modèles de turbulence (comme ceux cités au chapitre 2). Pour plus de détails voir par exemple [22].

3.3.5 Nombre de Prandtl turbulent (Relation entre la viscosité de tourbillon ν_T et la diffusivité de tourbillon α_T)

Le rapport entre la viscosité cinématique physique et la diffusivité thermique est appelé nombre de Prandtl ($Pr = \nu/\alpha$) [1]. De la même manière, le nombre de Prandtl turbulent (de tourbillon), Pr_T , est défini comme suit :

$$Pr_T = \frac{\nu_T}{\alpha_T} \quad (3.23a)$$

Dans la littérature, le nombre de Prandtl turbulent varie normalement entre des valeurs de 0,7 et 0,9. Comme la valeur de Pr_T est donnée [1], la diffusivité thermique turbulente de tourbillon peut être calculée :

$$\alpha_T = \nu_T / Pr_T \quad (3.23b)$$

3.4 Résumé des équations régissant la convection turbulente dans le cas général (problème multidimensionnel)

3.4.1 Équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds

Pour un problème dans le cas général multidimensionnel, les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds (appelées RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes)) pour l'écoulement de fluide incompressible peuvent être résumées comme suit [1] :

Équation de continuité moyennée (moyenne) :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.24)$$

Équations de quantité de mouvement moyennées (moyennes) :

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.25)$$

où \bar{u}_i sont les composantes de la vitesse moyenne (vitesse moyennée), \bar{p} est la pression moyennée, ρ est la masse volumique (densité) du fluide, $\bar{\tau}_{ij}$ est le tenseur des contraintes de cisaillement laminaire donné par l'équation (3.8) et le tenseur des contraintes de Reynolds, $(-\rho \overline{u'_i u'_i}) = \bar{\tau}_{ij}^R$ est donné par l'équation (3.9). Comme mentionné précédemment, la variable supplémentaire à modéliser est la viscosité turbulente du tourbillon μ_T ou $\nu_T = \mu_T / \rho$.

Équation d'énergie moyennée (moyenne) :

L'équation de l'énergie, en termes de nombre de Prandtl turbulent et de viscosité tourbillonnaire, peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\nu_T}{Pr_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (3.26)$$

Si le nombre de Prandtl turbulent (Pr_T) est connu, la variable supplémentaire à déterminer est à nouveau la viscosité turbulente tourbillonnaire ν_T [1].

3.4.2 Quelques modèles de turbulence standards pour le calcul de ν_T

Parmi les modèles standards de turbulence disponibles dans la littérature pour le calcul de la viscosité turbulente tourbillonnaire, on cite par exemple [1] :

3.4.2.1 Modèles à une équation

Parmi les modèles à une équation on cite ici par exemple :

1- Le modèle de Wolfstein $\kappa-l$

Pour plus de détails sur ce modèle et sur d'autres modèles à une équation tels que le modèle de Spalart-Allmaras (SA), voir la référence [22].

3.4.2.2 Modèles à deux équations

Parmi les modèles à deux équations on fait référence ici au modèle :

1- Le modèle $\kappa-\varepsilon$ standard

Dans ce modèle, l'équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente (κ) est :

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} = \left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial^2 \kappa}{\partial x_i^2} + \bar{\tau}_{ij}^R \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (3.27)$$

La deuxième équation de transport permettant de calculer le taux de dissipation de l'énergie de turbulence (ε) s'écrit :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x_i^2} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\kappa} \bar{v}_{ij}^R \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (3.28)$$

où $C_{\varepsilon 1}$ et $C_{\varepsilon 2}$ sont des constantes ($C_{\varepsilon 1} = 1,44$ et $C_{\varepsilon 2} = 1,92$) et σ_ε est le nombre de Prandtl de diffusion pour un taux de dissipation d'énergie de turbulence isotrope ($\sigma_\varepsilon = 1,3$) [44].

De plus, ν_T est évaluée par l'équation (3.22) :

$$\nu_T = c_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

Pour les traitements près des parois, des modifications des termes sources de l'équation ε sont nécessaires dans la région près des parois. En multipliant les coefficients c_μ , $C_{\varepsilon 1}$ et $C_{\varepsilon 2}$, par les fonctions d'amortissement de la turbulence f_μ , $f_{\varepsilon 1}$ et $f_{\varepsilon 2}$ alors un état approprié de faible nombre de Reynolds est obtenu près des parois. De nombreuses fonctions d'amortissement des parois ont été proposées. Par exemple [45, 46] :

Dans le modèle $\kappa-\varepsilon$ standard utilisé dans les calculs de simulation du [Chapitre 4](#), les constantes sont $c_\mu = 0,09$, $\sigma_\kappa = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_{\varepsilon 1} = 1,4$ et $C_{\varepsilon 2} = 1,8$ [1].

Chapitre 4 :

**Calcul thermique d'un
échangeur de chaleur et
simulation CFD de
l'écoulement turbulent
dans le passage ondulé
d'un échangeur de chaleur
compact**

Chapitre 4 : Calcul thermique d'un échangeur de chaleur et simulation CFD de l'écoulement turbulent dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact

4.1 Introduction

Dans la première partie de ce chapitre nous rappellerons les formules de base relatives au calcul thermique d'un échangeur de chaleur via les méthodes bien connues de conception d'échangeur de chaleur. Nous effectuerons ensuite un calcul sur un échangeur de chaleur à tube et calandre en utilisant la méthode DTLM (différence de température logarithmique moyenne). La deuxième partie, quant à elle, est consacrée à la simulation de l'écoulement convectif forcé dans un passage complexe d'un échangeur de chaleur compact.

4.2 Formules de base de l'échange thermique dans un échangeur de chaleur

4.2.1 Transfert de chaleur entre deux fluides

Pour simplifier, considérons le cas d'un simple échangeur de chaleur **tubulaire à co-courant** (aussi appelé échangeur à tubes concentriques) comme schématisé sur la [Fig. 4.1](#) et rappelons que le transfert de chaleur total entre deux fluides dans un échangeur de chaleur peut s'écrire :

$$Q = U A \Delta T \quad (4.1)$$

avec Q est le transfert thermique total [W], U est le coefficient global de transfert thermique [$W/(m^2 K)$], A est la surface de transfert thermique (surface d'échange) [m^2] et ΔT est la différence de température moyenne entre les fluides chaud et froid [K].

Comme on peut le voir sur la [Fig. 4.1](#), le fluide chaud peut s'écouler à travers le tube interne et un fluide froid (de refroidissement) peut s'écouler à travers le tube externe [1]. Le mécanisme de transfert de chaleur entre fluide chaud et fluide froid, dans cet échangeur de chaleur simple,

implique la convection côté fluide chaud, la conduction à travers la paroi de séparation entre les fluides et la convection côté fluide froid [1]. Par conséquent, le transfert de chaleur total à travers la paroi de séparation entre les fluides chaud et froid peut s'écrire :

Comme on peut le voir sur la Fig. 4.1, le fluide chaud peut s'écouler à travers le tube interne et le fluide froid (de refroidissement) peut s'écouler à travers le tube externe. Le mécanisme de transfert de chaleur entre fluide chaud et fluide froid, dans cet échangeur de chaleur simple, implique la convection côté fluide chaud, la conduction à travers la paroi de séparation entre les fluides et la convection côté fluide froid [1]. Par conséquent, le transfert de chaleur total à travers la paroi de séparation entre le fluide chaud et le fluide froid peut s'écrire :

$$Q = A_{h_f} h_h (T_{h_f} - T_{h_s}) = A_s \frac{k_s}{\delta} (T_{h_s} - T_{c_s}) = A_{c_f} h_c (T_{c_s} - T_{c_f}) \quad (4.2)$$

où h est le coefficient de transfert thermique, en $[W/(m^2 K)]$, k est la conductivité thermique, en $[W/(m \cdot K)]$, et δ est l'épaisseur de la paroi de séparation entre les deux fluides, en $[m]$. Les indices h, c, f et s représentent respectivement le chaud, le froid, le fluide et le solide (paroi de séparation).

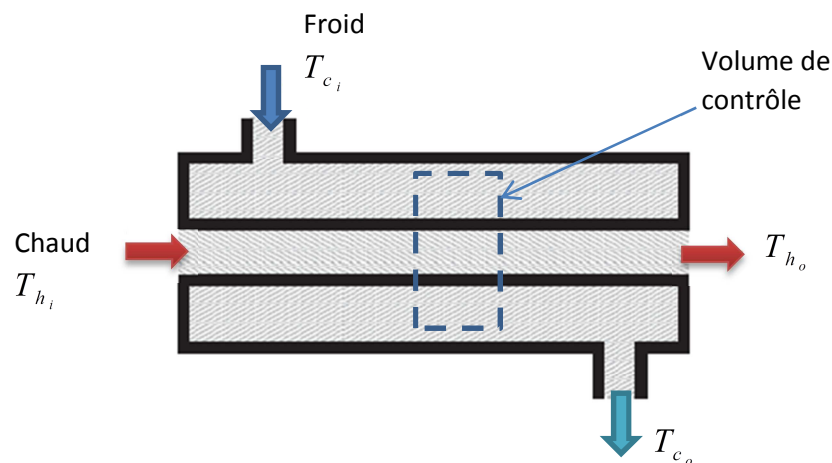


Figure 4.1 Vue schématique d'un échangeur de chaleur tubulaire à écoulements parallèles. Les sous indices « i » et « o » désignent respectivement l'entrée et la sortie de l'échangeur [1].

Comme le montre l'équation (4.2), le transfert de chaleur s'effectue via trois zones [1] :

- La première est une zone de transfert de chaleur par convection entre le fluide chaud et le côté chaud de la paroi de séparation. A partir de cette zone, la différence de température moyenne entre le fluide chaud et la paroi peut s'écrire :

$$(T_{h_f} - T_{h_s}) = \frac{Q}{A_{h_f} h_h} \quad (4.3)$$

- La différence de température moyenne dans la deuxième zone peut également être déterminée d'une manière similaire comme suit :

$$(T_{h_s} - T_{c_s}) = \frac{\delta Q}{A_s k_s} \quad (4.4)$$

- Et la différence de température moyenne dans la troisième zone est :

$$(T_{c_s} - T_{c_f}) = \frac{Q}{A_{c_f} h_c} \quad (4.5)$$

Si en additionnant tous les écarts (différences) moyens de température dans les trois zones et après simplification, on obtient :

$$T_{h_f} - T_{c_f} = \frac{Q}{A_{h_f} h_h} + \frac{Q}{\frac{A_s k_s}{\delta}} + \frac{Q}{A_{c_f} h_c} = Q \left(\frac{1}{A_{h_f} h_h} + \frac{1}{\frac{A_s k_s}{\delta}} + \frac{1}{A_{c_f} h_c} \right) \quad (4.6)$$

En réarrangeant, on obtient

$$Q = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_{h_f} h_h} + \frac{\delta}{A_s k_s} + \frac{1}{A_{c_f} h_c} \right]} (T_{h_f} - T_{c_f}) = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_{h_f} h_h} + \frac{\delta}{A_s k_s} + \frac{1}{A_{c_f} h_c} \right]} \Delta T \quad (4.7)$$

En comparant l'équation (4.7) avec l'équation (4.1), on a :

$$U A = \frac{1}{\left[\frac{1}{A_{h_f} h_h} + \frac{\delta}{A_s k_s} + \frac{1}{A_{c_f} h_c} \right]} \quad (4.8)$$

4.2.2 Les méthodes de conception : DTLM et d'efficacité (ou NTU)

Les deux méthodes de conception d'échangeurs de chaleur couramment utilisées sont la méthode DTLM et la méthode d'efficacité (ou la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT)). Pour illustrer ces deux méthodes, considérons à nouveau l'échangeur de chaleur à co-courant illustré schématiquement à la Fig. 4.1.

4.2.2.1 La méthode DTLM

L'équation (4.7) ne fait aucune référence à la température d'entrée ou de sortie de l'un ou l'autre des fluides. Souvent, la conception de l'échangeur de chaleur dépend de la température de sortie requise pour le fluide chaud (T_{h_o}). Afin d'intégrer les températures d'entrée et de sortie des deux fluides dans une conception, nous devons considérer une partie de l'échangeur de chaleur tubulaire à co-courant, comme illustré à la Fig. 4.2, où un volume de contrôle (VC) est pris en compte.

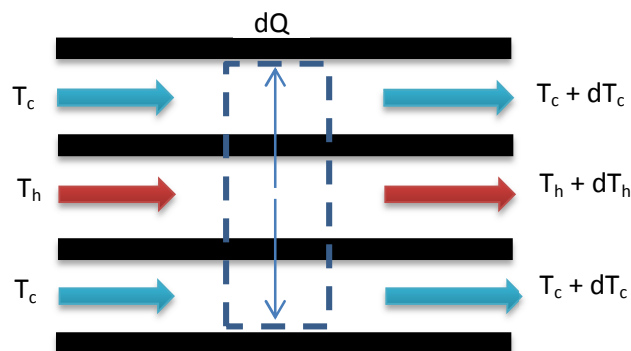


Figure 4.2 Échange thermique local dans un échangeur de chaleur tubulaire à co-courant [1].

Écrivons le bilan énergétique qui aura lieu dans le volume de contrôle infinitésimal alors :

- La fraction du transfert de chaleur qui a lieu dans ce volume de contrôle entre les fluides chaud et froid est dQ .
- La température du fluide chaud diminue de dT_h et la température du fluide froid augmente de dT_c lorsque le fluide traverse le volume de contrôle [1].

-Calcul de la fraction de transfert de chaleur :

En se référant à l'équation (4.1), la fraction de transfert de chaleur dQ peut être exprimée comme suit :

$$dQ = U \Delta T dA \quad (4.9)$$

La **fraction** du transfert de chaleur peut également être exprimée en termes de propriétés des fluides chaud et froid comme suit :

$$dQ = -\dot{m}_h c_{p_h} dT_h = \dot{m}_c c_{p_c} dT_c \quad (4.10)$$

où \dot{m} est le débit massique en [kg/s] et c_p est la chaleur spécifique à pression constante [J/kg K]. L'intégration de l'équation (4.10) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur conduit à :

$$Q = -\dot{m}_h c_{p_h} (T_{h_o} - T_{h_i}) = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{c_o} - T_{c_i}) \quad (4.11)$$

où les indices « i » et « o » désignent respectivement l'entrée et la sortie.

-Calcul de la différence incrémentale entre la température de fluide chaud et celle de fluide froid :

En se référant à l'équation (4.10), la variation de la différence de température incrémentale entre le fluide chaud et le fluide froid peut être établie comme suit :

$$dT_h - dT_c = d(\Delta T) = -dQ \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{p_h}} \right) \quad (4.12)$$

-Relation entre la fraction dQ et la différence de température incrémentale ΔT des fluides chaud/froid :

En remplaçant l'équation (4.9) dans l'équation (4.12), en réarrangeant et en intégrant entre l'entrée et la sortie, c'est-à-dire

$$\int_i^o \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{p_h}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} \right) \int_i^o dA \quad (4.13)$$

et l'intégration donne

$$\ln \left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{p_h}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} \right) \quad (4.14)$$

où $\Delta T_o = T_{h_o} - T_{c_o}$ et $\Delta T_i = T_{h_i} - T_{c_i}$. En remplaçant l'équation (4.11) dans l'équation (4.14), on a

$$\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right) = -UA \left(\frac{T_{h_i} - T_{h_o}}{Q} + \frac{T_{c_o} - T_{c_i}}{Q} \right) \quad (4.15)$$

Celle-ci peut être réarrangée pour obtenir

$$\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right) = -\frac{UA}{Q} \left((T_{h_i} - T_{c_i}) - (T_{h_o} - T_{c_o}) \right) = -\frac{UA}{Q} (\Delta T_i - \Delta T_o) \quad (4.16)$$

Ou bien

$$Q = UA \Delta T_{LM} = UA \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (4.17)$$

ou

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (4.18)$$

La variation ΔT_{LM} est appelée différence de température logarithmique moyenne (DTLM).

4.2.2.2 La méthode d'efficacité (NUT)

Même dans un échangeur de chaleur **simple** (Fig. 4.1), si les températures de sortie ne sont pas connues, la méthode DTLM **n'est pas applicable** pour calculer le transfert de chaleur total. Dans les cas où seules les températures d'entrée sont connues (ce qui est souvent le cas), la méthode dite de l'efficacité (ou NUT) est souvent utilisée.

Dans cette dernière méthode, l'efficacité (rendement) ε est définie comme le rapport entre le transfert de chaleur réel (Q) et le transfert de chaleur maximal possible (Q_{\max}) :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (4.19)$$

où le transfert de chaleur maximal possible est proportionnel à la différence de température maximale possible ($T_{h_i} - T_{c_i}$) (c-à-d. $Q_{\max} \propto (T_{h_i} - T_{c_i})$).

4.3 Calcul thermique d'un échangeur de chaleur en utilisant les méthodes de conception

4.3.1 Exemple de calcul d'un échangeur à tube et calandre en utilisant la méthode DTLM

Considérons l'échangeur de chaleur à tube et calandre illustré schématiquement à la Fig. 4.3. Cet échangeur de chaleur est installé pour refroidir l'acide sulfurique dans une installation industrielle. Cet échangeur est constitué d'un faisceau de $N_t = 66$ tubes en acier doux de conductivité thermique $k_{\text{paroi}} = 50 \text{ W/(m K)}$, de diamètre intérieur $D_2 = 20 \text{ mm}$ et de diamètre extérieur $D_1 = 24 \text{ mm}$, avec un pas triangulaire normal $p = 30 \text{ mm}$. L'échangeur de chaleur est à deux passes côté tubes. La calandre a un diamètre $D_c = 337 \text{ mm}$ et possède des chicanes d'épaisseur $\delta = 5 \text{ mm}$ espacées d'une distance $b = 100 \text{ mm}$. La section libre laissée par les chicanes est de 25%.

Cet échangeur est destiné à abaisser la température d'un débit de 436000 kg/h d'acide sulfurique (noté avec l'indice 1) de $T_{i_1} = 84^\circ\text{C}$ à $T_{o_1} = 70^\circ\text{C}$. L'eau (2) utilisée comme fluide de refroidissement entre dans les tubes à $T_{i_2} = 25^\circ\text{C}$ et avec un débit de 150000 kg/h et en sort à $T_{o_2} = 40^\circ\text{C}$. Les caractéristiques physiques des deux fluides sont données au Tableau 4.1 ci-dessous.

Déterminer la longueur des tubes à installer en utilisant la méthode DTLM.

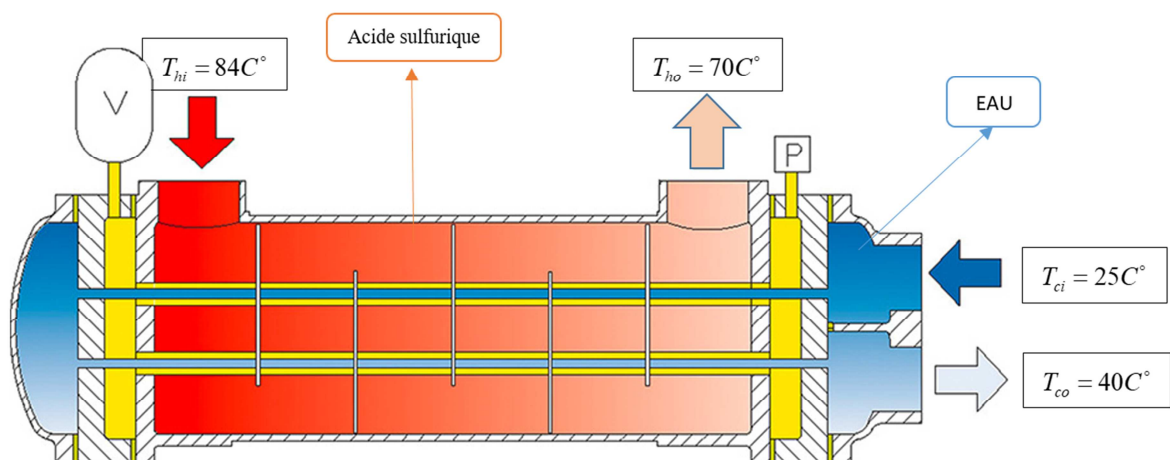


Figure 4.3 Échange thermique dans un échangeur à tube et calandre [47]

Tableau 4.1 : Caractéristiques thermophysiques des deux fluides [48]

	Acide sulfurique (chaud h)	eau (froide c)
Masse volumique (kg/m ³)	$\rho_1 = 1780$	$\rho_2 = 993$
Viscosité dynamique μ (Pa s)	$\mu_1 = 0,0062$	$\mu_2 = 0,00075$
Capacité thermique massique (J/kg K)	$Cp_1 = 3120$	$Cp_2 = 4180$
Conductivité thermique (W/m K)	$k_1 = 0,34$	$k_2 = 0,62$

Déterminer la longueur des tubes à installer en utilisant la méthode DTLM

Afin de déterminer la longueur des tubes à installer, les étapes suivantes doivent être effectuées :

Le flux échangé entre les deux fluides :

A partir des équations (4.17) et (4.11), on a :

$$Q = UA \Delta T_{LM} = UA \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)}$$

$$Q = -\dot{m}_h c_{p_h} (T_{h_o} - T_{h_i}) = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{c_o} - T_{c_i})$$

Application numérique :

$$\begin{aligned} Q &= -\dot{m}_h c_{p_h} (T_{h_o} - T_{h_i}) = -\dot{m}_1 c_{p_1} (T_{1o} - T_{1i}) \\ &= -(436000/3600) \times 3120 \times (70 - 84) = 5.29 \text{ MW} \end{aligned}$$

A- Calcul côté tubes :

1- Le débit d'eau :

A partir de l'équation (4.11), le débit de l'eau industrielle est :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_2 = \frac{Q}{c_{p2}(T_{2o} - T_{2i})} = \frac{5290133}{4180(40-25)} = 84.4 \text{ kg/s}$$

2- Le coefficient d'échange de chaleur h_2 de l'eau industrielle dans les tubes :

- On commence par le calcul de la vitesse de l'écoulement de l'eau (v_c) dans les tubes. On a :

$$v_c = v_2 = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c N_{tp} S_{pc}} \quad (4.20)$$

avec N_{tp} est le nombre de tube par passe et S_{pc} est la section de passage intérieure des tubes.

Application numérique :

$$N_{tp} = \frac{N_t}{2} = \frac{66}{2} = 33 \text{ tubes par passe et } S_{pc} = \frac{\pi D_2^2}{4} = 3,14 \frac{(20 \times 10^{-3})^2}{4} = 3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2. \text{ Ainsi :}$$

$$v_c = v_2 = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c N_{tp} S_{pc}} = \frac{84.4}{993 \times 33 \times 3,14 \times 10^{-4}} = 8,2 \text{ m / s}$$

- Ensuite on calcul les nombres de Reynolds et de Prandtl de l'écoulement de l'eau :

$$\text{Re}_c = \frac{\rho_c v_c D_c}{\mu_c} \quad (4.21)$$

et

$$\text{Pr}_c = \frac{\mu_c c_{pc}}{k_c} \quad (4.22)$$

Application numérique :

$$\text{Re}_c = \frac{993 \times 8.2 \times 20 \times 10^{-3}}{0,00075} = 217136 \quad \text{et} \quad \text{Pr}_c = \frac{0,00075 \times 4180}{0,62} = 5,05$$

- Et on termine par le calcul du nombre de Nusselt :

En utilisant la corrélation de Colburn [49], le nombre de Nusselt est :

$$Nu_c = 0,023 Re_c^{0,8} Pr_c^{1/3} \quad (4.23)$$

Application numérique :

$$Nu_c = 0,023 \times 217136^{0,8} \times 5,05^{1/3} = 733,7$$

Alors le coefficient d'échange de chaleur h_2 de l'eau industrielle dans les tubes est :

$$h_2 = h_c = \frac{k_c Nu_c}{D_c} \quad (4.24)$$

Application numérique :

$$h_c = \frac{0,62 \times 733,7}{20 \times 10^{-3}} = 22744,7 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

B- Calcul côté calandre :

Caractéristique de l'écoulement de l'acide sulfurique (du côté de la calandre) :

- La section de passage entre les chicanes et la vitesse de l'acide sulfurique sont respectivement :

$$S_{p1} = (P - d_1)(b - \delta) \quad (4.25)$$

et

$$v_h = v_1 = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h N_{id} S_{p1}} = \frac{\dot{m}_h \rho}{\rho_h D_c S_{p1}} \quad (4.26)$$

Application numérique :

$$S_{p1} = (30 - 24) \times (100 - 5) = 0,00057 m^2$$

$$v_h = \frac{\left(\frac{43600}{3600}\right) \times 30 \times 10^{-3}}{1780 \times 0,337 \times 0,00057} = 10,62 \text{ m/s}$$

- Les calculs du nombre de Reynolds, du nombre de Prandtl et du nombre de Nusselt donnent :

$$Re_h = \frac{\rho_h v_h D_h}{\mu_h} = \frac{1780 \times 10,62 \times 0,24}{0,0062} = 731752,$$

$$Pr_h = \frac{\mu_h c_{ph}}{k_h} = \frac{0,062 \times 3120}{0,34} = 56,9 \text{ et}$$

$$Nu_h = 0,36 Re_h^{0,55} Pr_h^{1/3} = 0,36 \times 731752^{0,55} \times 56,9^{1/3} = 2304,1$$

- Le coefficient d'échange de chaleur côté calandre est :

$$h_h = \frac{k_h Nu_h}{D_h} = \frac{0,34 \times 2304,1}{24 \times 10^{-3}} = 32641,7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

C- Calcul du coefficient d'échange de chaleur global, de l'écart de température moyen logarithmique et de la surface d'échange de chaleur de l'échangeur :

- En tenant compte de la résistance conductive de la paroi [48], le coefficient d'échange de chaleur global est :

$$U = \frac{1}{\frac{D_2}{D_1 h_h} + \frac{D_2}{2k_{paroi}} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{h_c}} \quad (4.27)$$

Application numérique :

$$U = \frac{1}{\frac{0,02}{0,024 \times 32641,7} + \frac{0,02}{2 \times 50} \ln \left(\frac{0,024}{0,02} \right) + \frac{1}{22744,7}} = 9437,4 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right)$$

- L'écart de température logarithmique moyen et la surface d'échange de chaleur de l'échangeur sont respectivement :

De l'équation (4.18), on a

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}}$$

et de l'équation (4.1), on a :

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{LM}}$$

Application numérique :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(84 - 40) - (70 - 25)}{\ln \left(\frac{84 - 40}{70 - 25} \right)} = 44.5K$$

$$A = \frac{5290133}{9437.4 \times 44.5} = 12.6 \text{ m}^2$$

- D'où la longueur des tubes dans la calandre est :

$$L = \frac{A}{P_t N_t} \tag{4.28}$$

où P_t périmètre du tube $P_t = \pi \times D_2$

Application numérique :

$$L = \frac{12.6}{3.14 \times 10^{-4} \times 66} = 608 \text{ m}$$

D- Calcul de l'efficacité de l'échangeur :

Finalement à partir de l'équation (4.21), l'efficacité de l'échangeur est :

$$\varepsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{T_{1i} - T_{1o}}{T_{1i} - T_{2i}} = \frac{84 - 70}{84 - 25} = 24\%$$

Les différents résultats de calcul sont récapitulés dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2 : Résultats numériques des calculs

Caractéristiques	Coté Calandre (h) (Acide sulfurique)	Coté Tubes (c) (eau industrielle)
$\dot{m}(kg/s)$	121	84.4
v (m/s)	10.62	8.2
Re	731752	217136
Pr	56.9	5.05
Nu	2304.1	733.7
h (W/m ² .K)	32641.7	22744.7
ε	0.24	
ΔT_{LM}	44.5	
Q(W)	5290133	
U (W/m ² .K)	9437.4	
A (m ²)	12.6	
L (m)	608	

4.3.2 Remarques sur les méthodes DTLM et NUT vs la simulation numérique

1- La méthode DTLM convient aux échangeurs de chaleur simples, tels que celui les échangeurs tubulaires à écoulements parallèles illustrés à la Fig. 4.1, dans lesquels les températures d'entrée et de sortie sont connues. Si la configuration de la structure solide, la DTLM et le coefficient global de transfert de chaleur sont *a priori* connus, l'équation (4.17) peut être utilisée pour déterminer la surface (surface d'échange A). En revanche, pour les structures complexes d'échangeurs de chaleur, et dans les cas où les températures d'entrée et de sortie ne sont pas connues, la méthode DTLM peut ne pas convenir pour la conception. Ceci est

particulièrement vrai pour les échangeurs de chaleur **compacts** qui ont des restrictions sur l'espace maximum qu'ils peuvent occuper.

2- La méthode NUT peut être utilisée dans le cas où la répartition de la température d'entrée n'est pas connue a priori mais à condition que le coefficient global de transfert de chaleur soit facilement déterminé. Ceci est possible pour des configurations d'échangeurs de chaleur simples où la détermination du coefficient de transfert de chaleur global est facile en se référant à l'équation (4.8). Cependant, pour les géométries complexes, les méthodes de calcul (par exemple CFD) et l'expérimentation sont essentielles.

3- Pour des configurations **complexes** d'échangeurs de chaleur, par exemple des échangeurs **compacts**, les résultats expérimentaux sont disponibles en termes de facteur de frottement et de facteur "j" de Colburn. Et une fois connues les distributions des facteurs « frottement » et « j » en fonction du nombre de Reynolds (données expérimentales), des coefficients de transfert peuvent être obtenus pour une utilisation préalable en analyse DTLM ou NUT. Une telle analyse des échangeurs de chaleur **compacts** est donc limitée aux données expérimentales disponibles. Ainsi, ces méthodes peuvent ne pas être complètement utiles pour le développement de nouvelles conceptions **compactes**. Lors du développement de nouvelles conceptions compactes, les approches computationnelles (par exemple CFD) peuvent aider à réduire le nombre de prototypes nécessaires pour effectuer les tests.

4- Bien que la précision des méthodes CFD à des nombres de Reynolds élevés dépende fortement du modèle de turbulence utilisé (voir [Chapitre 3](#)). Cependant, les méthodes CFD sont des méthodes très utiles pour affiner la conception d'un échangeur de chaleur. En effet, ces méthodes de calcul peuvent fournir des résultats qualitatifs et quantitatifs d'importance pratique. De tels résultats seront cruciaux pour réduire les coûts et seront d'une grande utilité dans la conception d'échangeurs de chaleur compacts qui ont des restrictions sur l'espace maximum qu'ils peuvent occuper. Les résultats CFD seront ensuite utilisés dans les calculs DTLM et NUT ultérieurs.

4.4 Simulation numérique de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact

4.4.1 Considérations générales

Comme mentionné précédemment, des parties ou des passages d'un échangeur de chaleur peuvent être analysés et étudiés numériquement afin de déterminer l'influence de divers paramètres. L'exemple de calcul suivant donne un aperçu du flux convectif à travers un passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact, ce qui peut donner une analyse plus élaborée.

La [Fig. 4.4](#) montre la **géométrie** ondulée considérée ici pour la simulation numérique par COMSOL. C'est l'une des formes géométriques couramment utilisées dans les échangeurs de chaleur compacts (voir par exemple [\[50, 1, 5\]](#)). Les résultats obtenus peuvent être facilement généralisés à d'autres parties similaires du canal (conduit de l'échangeur) pour comprendre le schéma d'écoulement et de transfert de chaleur. Cette géométrie peut être étudiée à l'aide de simulations bidimensionnelles et/ou tridimensionnelles selon la précision requise et les conditions de calcul assez complexes dans de telles situations. Mais pour des raisons de simplicité nous avons réalisé la simulation 2D.

4.4.2 Modèle mathématique

Les équations qui régissent l'écoulement convectif dans un échangeur de chaleur sont normalement les équations de Navier-Stokes de fluide incompressible et l'équation d'énergie illustrées dans la première partie du chapitre 3. Or, les nombres de Reynolds des écoulements dans les échangeurs de chaleur en fonctionnement normal sont relativement élevées ou modérées, une modélisation de la turbulence est requise, il convient donc d'utiliser les équations RANS avec un modèle de turbulence approprié comme discuté dans la deuxième partie du chapitre 3. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle standard $k-\varepsilon$ (voir [Chapitre 3](#)).

Dans le calcul CFD réalisé les **conditions aux limites** utilisées sont :

- La vitesse d'entrée est uniforme (parallèle aux parois),
- Des conditions de non-glissement sur les parois,
- Une pression constante à la sortie et
- la température de la paroi supérieure à celle de la température du fluide d'entrée.

Le nombre de Prandtl utilisé est 0,72 et la valeur du nombre de Reynolds est 2000.

4.4.3 Hypothèses simplificatrices

Afin de simplifier le problème, nous considérons l'écoulement convectif bidimensionnel **monophasé** dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact représenté schématiquement sur la Fig. 4.4.

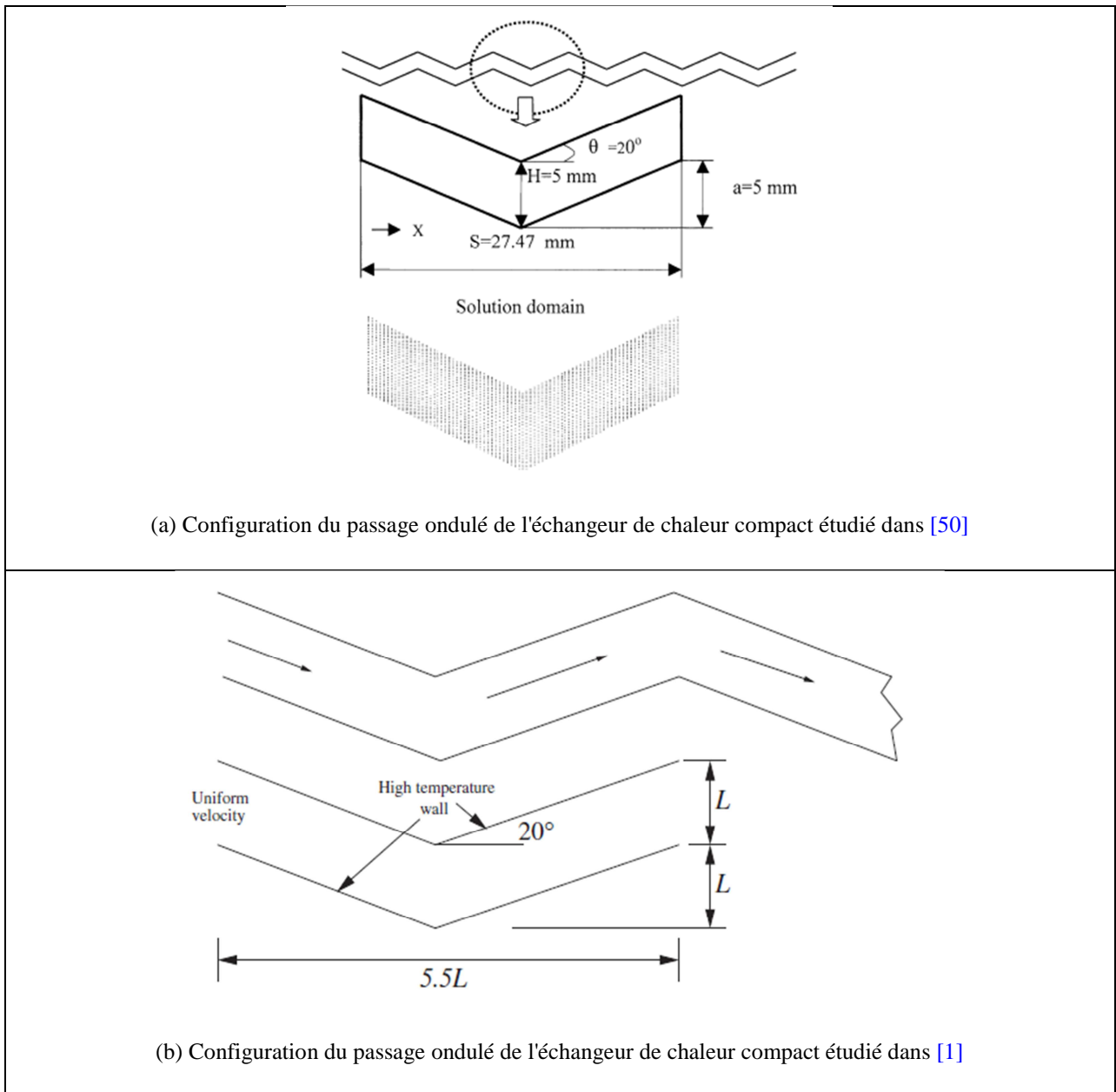


Figure 4.4 : Écoulement convectif dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact.

Passé réelle (en haut) et passé simulée (en bas) utilisées dans la simulation présentée.

4.4.4 Résultats et discussion

Maillage :

La Fig. 4.5 montre le maillage d'éléments finis non structuré fourni par COMSOL et utilisé dans l'analyse présentée. Il est à noter que la résolution du maillage joue un rôle très important dans la convergence du schéma numérique dans un tel problème assez complexe caractérisé par un nombre de Reynolds relativement élevé et où le choix du modèle de turbulence est prépondérant dans la procédure de convergence.

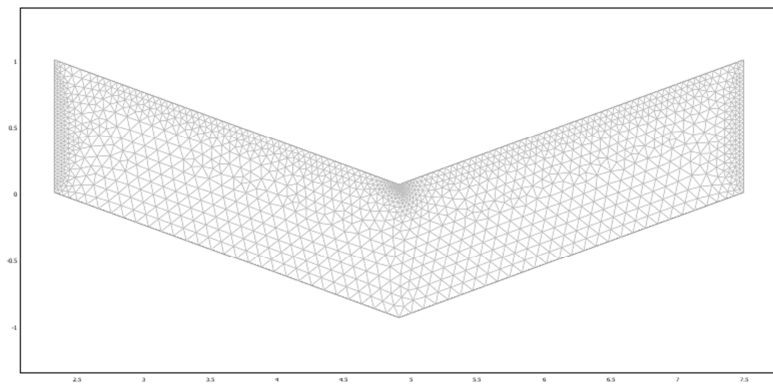
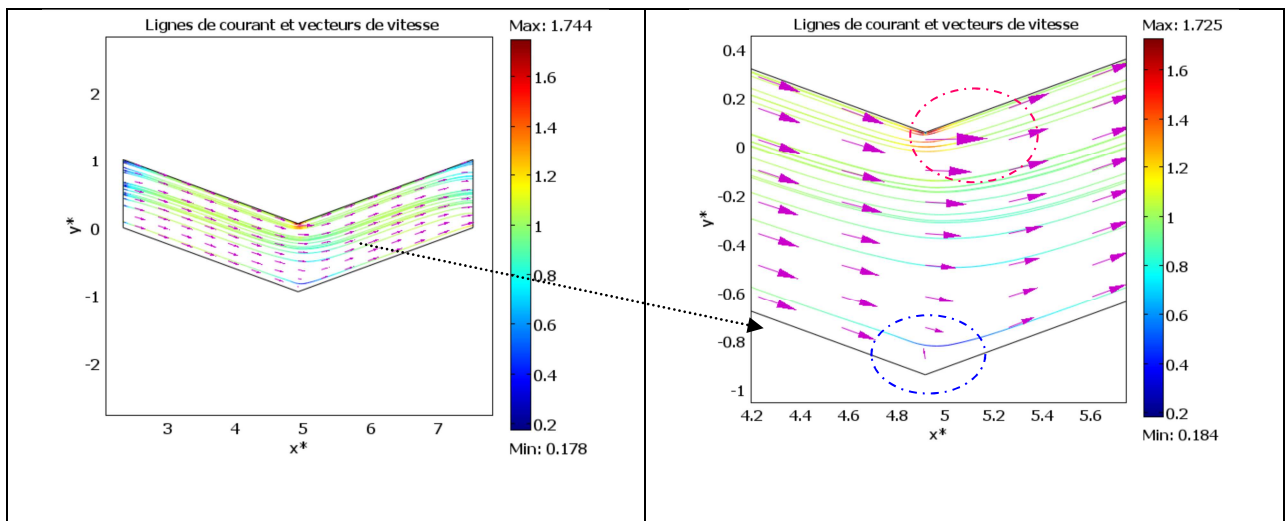


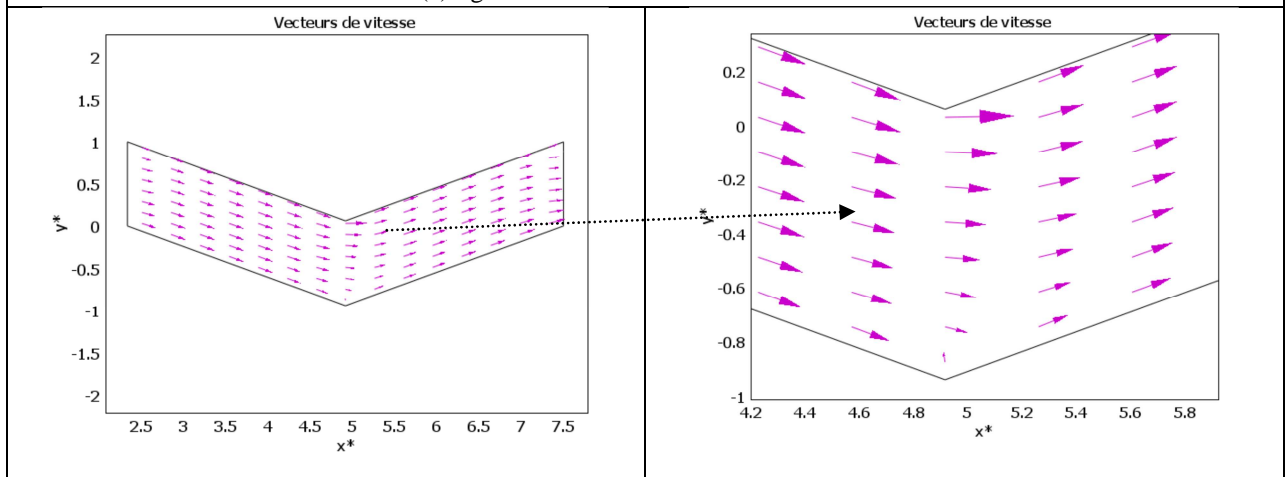
Figure 4.5 : Maillage utilisé dans le calcul

Structure d'écoulement :

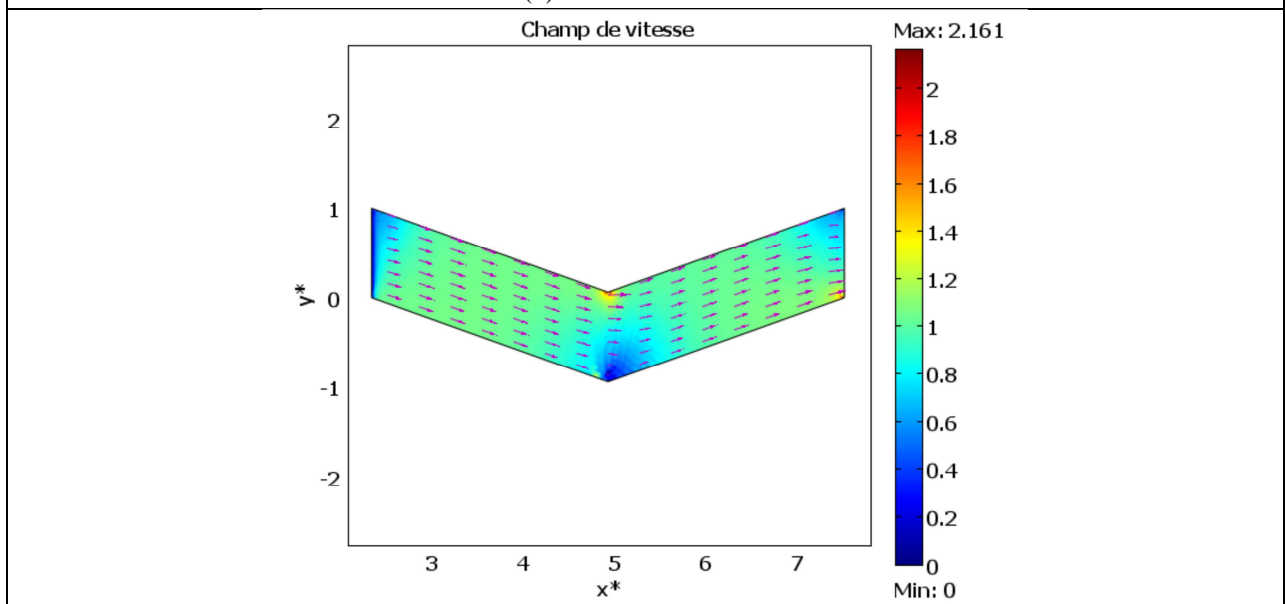
Les lignes de courant de la Fig. 4.6 montrent clairement la recirculation se produisant immédiatement après le virage (tournant ou coude) le long de la paroi supérieure (virage supérieur) et un petit schéma de recirculation est également visible au niveau du virage le long de la paroi inférieure (virage inférieur) mais comme la séparation de l'écoulement a lieu en amont du virage inférieur, l'écoulement ralentit vers le virage (Fig. 4.6a). En conséquence, le taux de transfert de chaleur devrait chuter de manière significative vers le virage inférieur. Cependant, l'inverse est vrai avant le virage supérieur. Cela est dû au fait qu'il n'y a pas de séparation d'écoulement avant le virage supérieur. Au-delà du virage supérieur, la présence d'une forte recirculation (Fig. 4.6a) et la séparation d'écoulement le long de la paroi supérieure devraient réduire le taux de transfert de chaleur.



(a) lignes de courant et vecteurs de vitesse



(b) Vecteurs de vitesse



(c) Champ de vitesse

Figure 4.6 : Structure de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact à $Re = 2000$: (a) lignes de courant, (b) vecteurs de vitesse et (c) champ de vitesse

Isothermes et transfert de chaleur :

Les tendances précédentes d'écoulement influencent clairement la distribution de la température, comme le montre la Fig. 4.7. En effet, comme on peut le voir, les contours de température (isothermes) sont étroitement regroupés (très serrés) le long de la paroi supérieure jusqu'au virage indiquant un fort gradient de température et un transfert de chaleur très rapide. Cependant, le gradient de température n'est pas constamment élevé jusqu'au virage inférieur. La répartition de la température le long de la paroi inférieure indique un taux de transfert de chaleur plus fort au voisinage de l'entrée du conduit (passage) et il diminue vers le virage. Après le virage, la paroi inférieure récupère le gradient de température élevé à une courte distance du virage tandis que la paroi supérieure nécessite une distance plus longue pour récupérer un gradient de température élevé. Ces tendances sont clairement illustrées par la distribution du nombre de Nusselt local sur la Fig. 4.8.

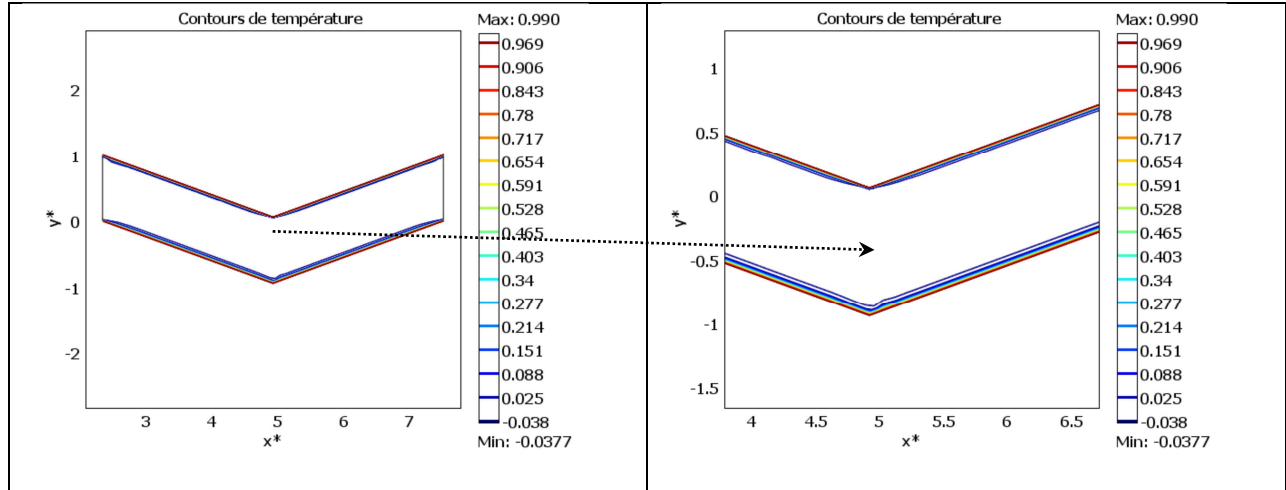


Figure 4.7 : Contours de température (isothermes)

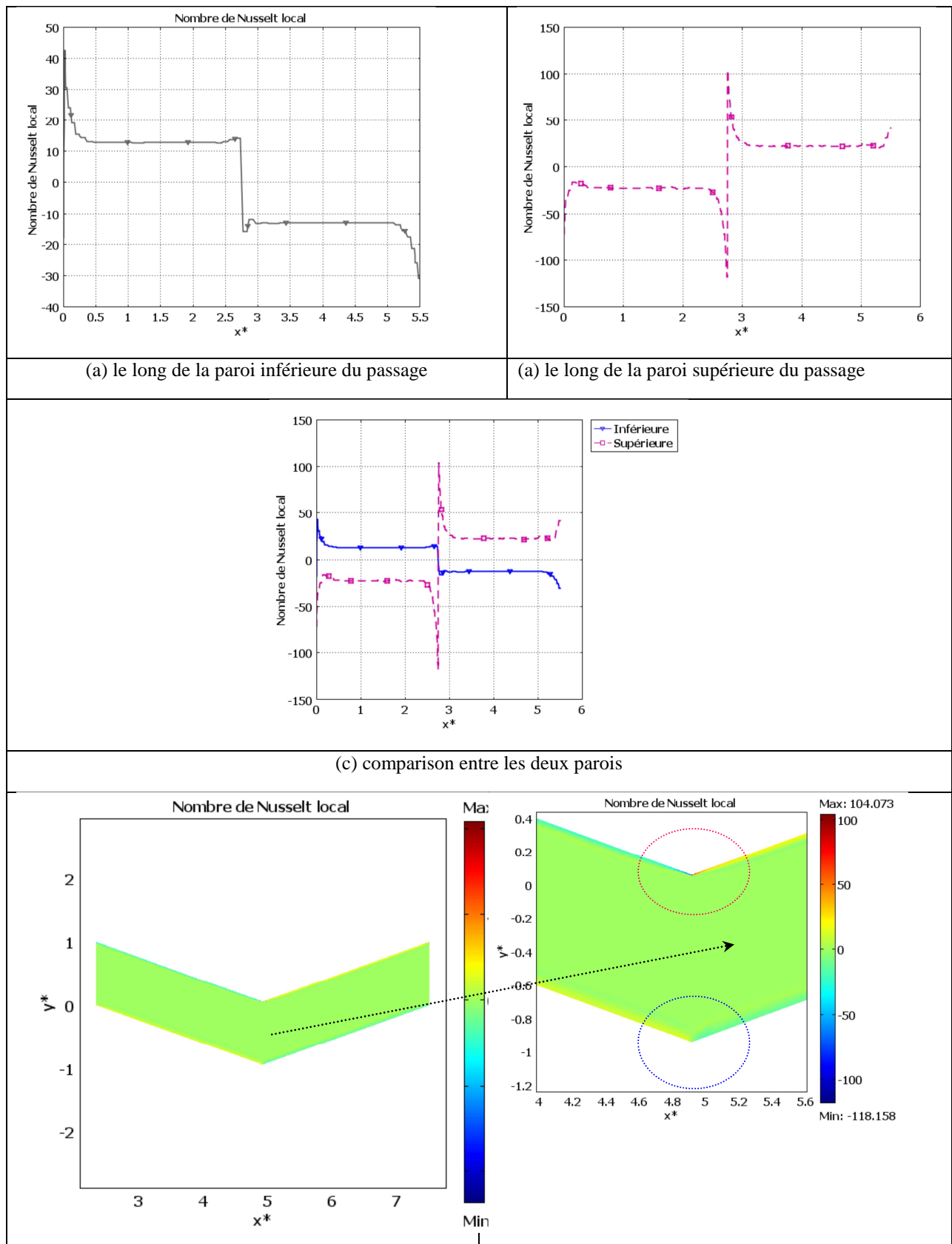


Figure 4.8 : Distributions du nombre de Nusselt local dans le passage pour $Re = 2000$: (b) le long de la paroi inférieure, (b) le long de la paroi supérieure, (c) comparaison et (d) dans le domaine (passage) entier.

Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons mis en évidence des informations générales sur le transfert de chaleur et sur les échangeurs de chaleur et leurs types et classifications. De plus, nous avons réalisé une étude bibliographique sur les aspects de modélisation et de simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur, sur les paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur.

Un modèle mathématique régissant les écoulements (en régime laminaire et turbulent) et les transferts de chaleur dans les conduits (ex. passages d'un échangeur de chaleur) a été introduit. Le modèle a été appliqué dans la simulation numérique de l'écoulement convectif turbulent dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact. De plus, des rappels sur les méthodes couramment utilisées dans la conception (par exemple DTLM et NUT) des échangeurs de chaleur ont été introduits.

Les conclusions qu'on peut tirer de ce travail sont :

- Une recherche bibliographique plus ou moins approfondie sur le sujet des échangeurs de chaleur en consultant plusieurs documents qui a enrichi nos connaissances dans ce domaine.
- La simulation et la modélisation d'un échangeur de chaleur nécessitent non seulement une maîtrise de la mécanique des fluides et des phénomènes de transfert de chaleur, mais aussi des logiciels robustes de programmation et de calcul scientifique (CFD) (ex COMSOL).
- La simulation nous a permis la visualisation du comportement du fluide et du transfert de chaleur qui se produisent réellement dans un conduit d'un échangeur.
- D'autre part, la simulation présentée dans ce mémoire nous a permis de connaître l'importance et la capacité des méthodes CFD notamment la méthode des éléments finis dans le calcul des échangeurs.

Références bibliographiques

- [1] P. Nithiarasu, RW. Lewis, KN. Seetharamu (2016) Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Mass Transfer, 2nd Ed., by John Wiley & Sons, Ltd 2016
- [2] M.C. Laouici et F. MECHIGHHEL (2016) : Modélisation et simulation numérique de la convection mixte dans des canaux rectangulaires ou axisymétriques, Mémoire de Master en énergétique (encadré par Pr F. Mechighel), Université Badji Mokhtar – Annaba, 2016.
- [3] F. Mechighel (2020) : Projet de Recherche de Formation Universitaire PRFU, intitulé : Modélisation et simulation du transfert de chaleur dans des matériaux à changement de phase incorporés dans les dispositifs de stockage d'énergie. Le projet est approuvé par la Sous-Direction de la Recherche-Formation et de l'Habilitation Universitaire et est endossé au sein du Laboratoire LR3MI, Département de Génie Mécanique, Université d'Annaba. Période du projet (2020-2024) & Code du projet : A11N01UN230120200003.
- [4] Philippe Marty ; Cours de Transferts Thermiques ; Université Joseph Fourier, Grenoble ; 2012-2013.
- [5] HoSung Lee: Thermal Design Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells, 2010 by John Wiley & Sons, Inc.
- [6] Abderrahmane Foughali et Farid Mechighel (2020) Étude et simulation d'un dissipateur de chaleur à dix canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée, Mémoire de Master en énergétique (encadré par Pr F. Mechighel), Université Badji Mokhtar – Annaba, 2020.
- [7] Libor Pekař (2020): Chapter 1: Introduction to heat exchangers in “Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers”, 2020 Elsevier Inc.
- [8] S. Kakaç, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, fourth ed., CRC Press, Boca Raton, FL, 2020.
- [9] B. Zohuri, P. McDaniel, Thermodynamics in Nuclear Power Plant Systems, second ed., Springer, 2018.
- [10] C.P. Kothandaranman, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd, New Age International, New Delphi, 2006.
- [11] Fadil Ayad : Cours d'échangeurs de chaleur : Master Professionnel en Sciences de l'Ingénieur -Efficacité Énergétique et Économique (2019/2020), Université du Luxembourg.

- [12] R.K. Shah, D.P. Sekulić, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, New York, 2003.
- [13] B. Zohuri, Nuclear Energy for Hydrogen Generation through Intermediate Heat Exchangers: A Renewable Source of Energy, Springer, 2016.
- [14] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 8^{ed.}, John Wiley & Sons, 2017.
- [15] A.P. Fraas, Heat Exchanger Design, second ed., John Wiley & Sons, 1989
- [16] W. Rohsenow, J. Hartnett, Y. Cho, Handbook of Heat Transfer, third ed., McGraw-Hill, New York, 1998.
- [17] B. Zohuri, Physics of Cryogenics: An Ultralow Temperature Phenomenon, first ed., Elsevier, 2017.
- [18] W.M. Kays, M.E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, third ed., McGraw Hill, New York, 1993.
- [19] Mahmoud Galal Yehia, Ahmed A. A. Attia, Osama Ezzat Abdelatif, Essam E. Khalil (2014), Computational Investigations of Thermal Simulation of Shell and Tube Heat Exchanger, Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2014, June 25-27, 2014, Copenhagen, Denmark
- [20] F. Mechighel (2022) : Cours CFD et logiciels, cours pour les Master II – énergétique
- [21] Ansys Fluent 6.3. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
- [22] Tuncer Cebeci: Turbulence Models and Their Application: Efficient Numerical Methods with Computer Programs, Horizons Publishing Inc., 2004
- [23] Basma Abbas Abdulmajeed, Hawraa Riyadh Jawad (2019) CFD Application on Shell and Double Concentric Tube Heat Exchanger, Journal of Engineering, journal homepage: www.joe.uobaghdad.edu.iq, Number 2 Volume 25 February 2019.
- [24] G. Batalha Leoni, T. Suaiden Klein, R. de Andrade Medronho, Assessment with computational fluid dynamics of the effects of baffle clearances on the shell side flow in a shell and tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering (2016).

- [25] Wael I.A. Aly, Computational Fluid Dynamics and Optimization of Flow and Heat Transfer in Coiled Tube-in-Tube Heat Exchangers Under Turbulent Flow Conditions, Journal of Thermal Science and Engineering Applications, ASME 2014, Vol. 6 / 031001-1
- [26] Ruoxu Jia, Junling Hu, and Abubaker E.M Elbalsohi (2014), Analysis of a Counter Flow Parallel –plate Heat Exchanger, ASEE 2014 Zone I Conference, April 3-5, 2014, University of Bridgeport, Bridge port, CT, USA.
- [27] <https://www.comsol.fr>
- [28] Angel Papukchiev (2018), Experimental Validation of ANSYS CFX for Transient Flows with Heat Transfer in a Tubular Heat Exchanger, (ASME 2018) Proceedings of the 2018, 26th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE26), July 22-26, 2018, London, England
- [29] Seok-Ki Choi, Seong-O Kim, Hoon-Ki Choi, Computational Fluid Dynamics Evaluation of Heat Transfer Correlations for Sodium Flows in a Heat Exchanger, ASME - Journal of Heat Transfer, 2010, Vol. 132 / 051801-1 –051801-6.1e
- [30] Charles G. Speziale, Sutanu Sarkar and Thomas B. Gatski, Modelling the pressure–strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach, Journal of Fluid Mechanics , 227 (1991) 245 – 272.
- [31] <https://turbmodels.larc.nasa.gov/rsm-ssglrr.html>
- [32] O. E. Dwyer: Recent Developments in Liquid-Metal Heat Transfer, Atom. Energy Rev, vol.4, issue.1, pp.3-92, 1966.
- [33] Raul La Madrid, Daniel Marcelo, Elder Mendoza Orbegoso, Rafael Saavedra, Heat transfer study on open heat exchangers used in jaggery production modules – Computational Fluid Dynamics simulation and field data assessment, Energy Conversion and Management, 125 (2016) 107-120.
- [34] Bengt Sundén (2007) Computational Fluid Dynamics in Research and Design of Heat Exchangers, Heat Transfer Engineering, 28:11, 898-910.
- [35] Arjun K S (2014), Project Report on Design of Shell and Tube Heat Exchanger using Computational Fluid Dynamics Tools, Bachelor of Technology in Mechanical Engineering (Thesis), Manav Bharti University, Solan – 173 229 & Bharat Petroleum Corporation Limited Kochi Refinery Ambalamugal – 682 302.

- [36] F. Afshari, H. Ghasemi Zavaragh, O.G. Di Nicola, Numerical analysis of ball-type turbulators in tube heat exchangers with computational fluid dynamic simulations, *International Journal of Environmental Science and Technology*.
- [37] K. Lindqvist, G. Skaugen and O.H.H. Meyer (2021), Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model, *Applied Thermal Engineering* (2021)
- [38] C. A. Chaves, D. R. F. de Castro, W. Q. Lamas, J. R. Camargo, F. J. Grandinetti, Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation to analyze the performance of tube-in-tube helically coiled of a heat exchanger, *Scientific Research and Essays*, Vol. 9(7), pp. 181-188, 15 April, 2014.
- [39] Ahmed A. Serageldin, Ali K. Abdelrahman, Shinichi Ookawara, Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation, *Energy Conversion and Management*, 122 (2016) 25-38.
- [40] Long Huang, Moon Soo Lee, Khaled Saleh, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher, A computational fluid dynamics and effectiveness-NTU based co-simulation approach for flow mal-distribution analysis in microchannel heat exchanger headers, *Applied Thermal Engineering*, 65 (2014) 447-457.
- [41] Junfeng Yang, Computational fluid dynamics studies on the induction period of crude oil fouling in a heat exchanger tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 159 (2020) 120129.
- [42] Paweł Ocioń, Stanisław Łopata and Marzena Nowak, Ali Cemal Benim, Numerical study on the effect of inner tube fouling on the thermal performance of high-temperature fin-and-tube heat exchanger, *Progress in Computational Fluid Dynamics*, Vol. 15, No. 5, 2015
- [43] Junfeng Yang, Computational fluid dynamics studies on the induction period of crude oil fouling in a heat exchanger tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 159 (2020) 120129.
- [44] W.P. Jones, B.E Launder: The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 15, Issue 2, February 1972, Pages 301-314

- [45] C. K. G. Lam, K. Bremhorst: A Modified Form of the $k-\varepsilon$ Model for Predicting Wall Turbulence, *J. Fluids Eng.* Sep 1981, 103(3): 456-460
- [46] C.M. Hrenya, E.J. Bolio, D. Chakrabarti, J.L. Sinclair: Comparison of low Reynolds number $k-\varepsilon$ turbulence models in predicting fully developed pipe flow, *Chemical Engineering Science*, Volume 50, Issue 12, June 1995, Pages 1923-1941.
- [47] <https://www.funke.de/fr-fr/produkte-fr-fr/rohrbuendelwaermetauscher-fr-fr/rohrbuendelwaermetauscher-sicherheitsausfuehrungen-fr-fr.html>
- [48] B. Bourret, LES ECHANGEURS DE CHALEUR, Département de Génie Civil, INSA Toulouse,
- [49] H. Mzad (2022) : Cours échangeurs de chaleur – Master II – énergétique
- [50] Ismail LS, Ranganayakulu C and Shah RK (2009) Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset wavy fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 3972–3983.