

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

***Amélioration de transfert thermique par
canalisation ondulée***

Présenté par :

BELKHIR Zohra

ADEL Fatima Zahra

Composition du jury :

M. NAIMA Khatir	MCB	CU Naama	Président
M. AMEUR Houari	MCA	CU Naama	Encadreur
M. KAID Nouredine	MAA	CU Naama	Examineur

Année universitaire 2016-2017



Remerciement

Avant tout nous remercions Allah tout puissant d'avoir nous donner le courage, la volonté et la patience pour terminer ce travail.

*Nous tiens à exprimer toute nos reconnaissance à notre encadreur Mr **H.Ameur** pour votre compétence, votre encadrement ont toujours suscité mon profond respect.*

On vous remercie pour votre accueil et vos conseils. Veuillez trouvez ici, l'expression de nos gratitudes et de notre grande estime.

Nous tiens à remercier les responsables et tout le personnel du département de Génie mécanique pour les facilités qui ils nous accorde pour terminer ce travail.

Nous adresse nos sincères remerciements Mr K.Naima, Mr N.bounoua pour leurs conseils précieux.

A tous nos enseignants (Mr mdjahed, Mr chaaban, Mr Kaid, Mr Ziani...), nous adressons nos sincères remerciements pour leurs patiences et pour toutes Les informations et conseils donnés tout le long de notre cycle de formation.

Nous tiens à remercier chaleureusement, tout nous proches et tout ceux qui, de près ou de loin, nous ont apporté leurs sollicitudes pour accomplir ce Travail.





Dédicace

Je Dédie ce travail de master à :

A ma très chère mère

A mon cher père

Qui ont sacrifié pour moi

*A mes frères Zakariya et Rabie et Abdelghani A mes très chères sœurs
Assia Asma et Souad pour leur encouragement*

A toute ma famille grande et petite

*Une grande dédicace à ma sœur. Mon binôme Fatima Zahra pour m'avoir
poussé à continuer. Je l'aime beaucoup*

*A tous mes Ami(e)s que j'aime tant : Aida, Asma, Naziha, Fatima, Ahlem
et nawal ...*

*Pour leur sincère amitié et confiance, et à qui je dois ma reconnaissance et
mon attachement*

*Tous les enseignants qui m'ont prise en charge du primaire jusqu'à
l'université très particulièrement mon encadreur Mr : H.Ameur*

A mes collègues de promotion 2017

A tous ceux que j'aime.

Je tiens à dédier ce modeste travail.

Belkhir Zohra



Dédicace

Je Dédie ce travail de master à :

A ma très chère mère

A mon cher père

Dont le mérite, les sacrifices et les qualités humaines

M'ont permis de vivre ce jour.

*A mes frères Abed Elmadjid et zaid et A mes très chères sœurs Hadjer et
Chahinaz et Bouchra et ibtisam et nour hoda pour leur encouragement*

A le petit flamant rose : Rahaf.

A toute ma famille grande et petite

A Mon Mari Mostapha

*Une grande dédicace à ma sœur. Mon binôme Zohra pour m'avoir poussé
à continuer. Je l'aime beaucoup*

*A tous mes Ami(e)s que j'aime tant : Aida, Asma, Nazihia et Fatima Pour
leur sincère amitié et confiance, et à qui je dois ma reconnaissance et mon
attachement*

*Tous les enseignants qui m'ont prise en charge du primaire jusqu'à
l'université, très particulièrement mon encadreur Mr : H.Ameur*

A mes collègues de promotion 2017

A tous ceux que j'aime.

Je tiens à dédier ce modeste travail.

ADEL FATIMA ZAHRA



Résumé

Le présent travail est une investigation des performances hydrodynamiques et thermiques d'un échangeur de chaleur. L'étude est réalisée à l'aide du code de calcul CFX qui est basé sur la méthode des volumes finis pour la résolution des équations de mouvement et d'énergie. Notre objectif est de faire une comparaison entre les performances d'un échangeur à paroi lisse et un autre à paroi ondulée. Les effets du débit d'écoulement, du rapport du rétrécissement, aussi la forme des ondulations sont mis en évidence.

Mots-clés : *Echangeur de chaleur ; Paroi ondulée ; Simulation numérique ; Hydrodynamique ; Pertes de charge.*

Abstract

The present work is an investigation of the hydrodynamic and thermal performances of a heat exchanger. The study is carried out using the CFX calculation code which is based on the finite volume method for the resolution of equations of momentum and energy. Our aim is to compare the performance of a heat exchanger with a smooth wall and/or a corrugated wall. The effects of the flow rate, the ratio of the shrinkage, and also the shape of the undulations are highlighted.

Keywords: *Heat Exchanger; Wavy wall; Numerical simulation; Hydrodynamic properties; Pressure drop.*

ملخص

هذا العمل هو التحقيق في أداء الهيدروديناميكية والحراري للمبادل حراري. وقد أجريت الدراسة باستخدام CFX كود الحساب التي تقوم على أسلوب حجم محدود من أجل حل معادلات الحركة والطاقة. هدفنا هو إجراء مقارنة بين أداء سلس مبادل حراري الجدار والجدار المموج آخر. ويسلط الضوء على آثار معدل التدفق، ونسبة الانكماش، كما شكل التموجات.

كلمات البحث: المبادلات الحرارية. جدار المموج. المحاكاة العددية. الهيدروديناميكا. انخفاض الضغط.

Sommaire

Introduction général	01
Chapitre 01 : Mode de transfert thermique	
1.1. Introduction	02
1.2. Conduction.....	02
1.2.1 Transfert de chaleur par conduction en régime variable	04
1.2.1.1 Equation de la chaleur	04
1.2.1.2 Diffusivité thermique.....	05
1.3. Convection.....	05
1.3.1. Convection forcée.....	06
1.3.2. Convection naturelle	07
1.4. Rayonnement.....	09
1.4.1. Quelques définitions.....	09
1.4.2. Lois fondamentales du rayonnement.....	10
1.4.3. Transfert par rayonnement entre surfaces.....	12
Synthèse bibliographique	14
Chapitre 02 : techniques dans les échangeurs thermiques	
2.1. Introduction.....	16
2.2. Généralités.....	16
2.3. Classification des échangeurs	17
2.3.1. Classement technologique	17
2.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur	17
2.3.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	17

2.3.4. Classement fonctionnel	18
2.3.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	18
2.4. Types d'échangeurs de chaleur	18
2.4.1. Les échangeurs tubulaires	18
2.4.1.1. Échangeur monotube	19
2.4.1.2. Échangeur coaxial.....	19
2.4.1.3. Échangeur multitubulaire	19
2.4.2. Échangeur à tubes ailettes.....	20
2.4.3. Echangeur à tube et calendrier.....	21
2.4.4. Echangeur à plaques tubulaires fixes	22
2.4.5. Echangeur à tubes en U	22
2.4.6. Échangeur à plaques	23
2.4.7. Échangeurs à surface primaire	23
2.4.7.1. Échangeurs à plaques et joints	24
2.4.8. Échangeurs à surface secondaire	24
2.4.8.1. Échangeurs à plaques serties.....	24
2.4.8.2. Échangeurs à plaques brasées	24
2.4.8.3. Échangeurs rotatifs.....	26
2.5. Conclusion.....	27

Chapitre 03 : Méthode des Volumes Finis

3.1. Introduction.....	28
3.2. Principe de la méthode des volumes finis	29

3.3. Application à la partie diffusion (1D).....	31
3.3.1. Maillage	31
3.3.2. Système de notation.....	32
3.3.3. Discrétisation.....	32
3.4. Les différences schéma	33
3.4.1. Le schéma aux différences centrées	33
3.4.2. Le schéma aux différences avant	34
3.5. Equations gouvernantes	36
3.6. Conclusion.....	36

Chapitre 04 : Résultats et Discussion

4.1. Introduction.....	38
4.2. Résolution numérique	38
4.3. Présentation du solveur CFX5	39
4.3.1. ICEM CFD	39
4.3.2. CFX Pre	40
4.3.3. CFX Solver.....	40
4.4.4. CFX Post	40
4.6. Présentation du problème	42
4.7. Hypothèses et considérations du problème	43
4.8. Etude de maillage.....	44
4.9. Validation des résultats.....	45
4.10. Résultats et discussion.....	46

Liste de tableau

Tableau 1.1 :	Quelques valeurs numériques du coefficient h.....	6
Tableau 4-1 :	Détails sur les simulations.....	45
Tableau 4-2 :	Distribution de vitesse pour différentes valeurs du Re.....	50
Tableau 4-3 :	Distribution de température pour différentes valeurs du Re ...	51
Tableau 4-4 :	Distribution de vitesse pour différentes valeurs du Re	52
Tableau 4-5 :	Distribution de température pour différentes valeurs du Re..	52

Liste de figure

Figure 1-1 :	un milieu solide D.....	02
Figure 1-2 :	phénomène de conduction.....	04
Figure 1-3 :	Phénomène de convection.....	05
Figure 1-4 :	Convection forcée dans un tube.....	06
Figure 1-5 :	Convection naturelle (principe).....	08
Figure 1-6 :	Convection naturelle selon la valeur du Gr	09
Figure 1-7 :	Analogie angle /angle solide.....	10
Figure 1-8:	Rayonnement entre surfaces.....	11
Figure 2-1 :	Schéma de principe d'un échangeur tubulaire.....	17
Figure 2-2 :	Échangeur monotube en serpentins.....	18
Figure 2-3:	Échangeur coaxial.....	18
Figure 2-4:	Échangeur à tube séparé.....	19
Figure 2-5:	Échangeur à tube rapproché.....	19
Figure 2-6 :	Échangeur à tube ailette.....	19
Figure 2-7:	Autre différent type d'ailettes.....	20
Figure 2-8 :	échangeur à tubes et calandre.....	20
Figure 2-9 :	Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	22
Figure 2-10 :	Échangeur à tube en U.....	22
Figure 2-11 :	Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire	23
Figure 2-12 :	Échangeurs à plaques et joints.....	24
Figure 2-13 :	Échangeur à plaques brasées : assemblage de plaques.....	25
Figure 2-14 :	un échangeur à spirales.....	25
Figure 2-15 :	les différents échangeurs à bloc.....	26
Figure 2-16 :	Échangeur régénérateur rotatif.....	27
Figure 3-1 :	Discrétisation unidirectionnelle (e : est; w : West).....	30
Figure 3-2 :	Système de notation.....	32
Figure 4-1 :	Les modules principaux du CFX 16.0.....	40
Figure 4-2 :	Les différentes Géométrie réalisée.....	43
Figure 4-3 :	Conditions aux limites.....	44
Figure 4-4 :	Type de maillage utilisé.....	45

Liste de figure

Figure 4-5 :	Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.....	46
Figure 4-6 :	ligne de courant pour $Re=70$	47
Figure 4-7 :	Distribution de température $Re=120$	47
Figure 4-8 :	Distribution de vitesse pour différentes valeurs du Re	48
Figure 4-9 :	Lignes de courant pour différentes valeurs du Re	49
Figure 4-10 :	Distribution de température pour différentes valeurs du Re	49
Figure 4-11 :	Influence de nombre de Reynolds sur les parte de charge	50
Figure 4-12 :	Distribution de vitesse pour $Re=2$	52
Figure 4-13 :	Lignes de courant pour $Re=2$	52
Figure 4-14 :	Pertes de charges pour différentes hauteurs de rétrécissement (h_1/h_2), $Re=70$	52
Figure 4-15 :	Distribution de vitesse axial (u) en fonction de la hauteur du canal $x/L=0.5$, $Re=2$	52
Figure 4-16 :	Distribution de vitesse v en fonction de la hauteur du canal $x/L=0.5$, $Re=2$	53
Figure 4-17 :	Distribution de température pour $Re=30$	54
Figure 4-18 :	Distribution de Température en fonction de la hauteur du canal $x/L=0.5$, $Re=2$	54
Figure 4-19 :	Distribution de vitesse pour $Re=2$	55
Figure 4-20 :	Lignes de courant pour $Re=2$	55
Figure 4-21 :	Perte de charge pour $Re =90$	56
Figure 4-22 :	Distribution de température pour $Re =30$	56

Symboles	Significations	Unités
A	surface enveloppant le volume de contrôle CV.	[]
β	coefficient de dilatation volumique du fluide	[°C]
C	Le coefficient dépend du régime de convection et de la géométrie	[]
C_p	chaleur spécifique du fluide	[J / kg.°C]
CV	volume de contrôle	[]
D	diamètre intérieur du tube (m),	[m]
D	la diffusivité thermique	[]
D	milieu solide	[]
ds	surface élémentaire	[]
d^2Q	La quantité de chaleur	[W / m ²]
dt	l'intervalle de temps	[s]
d_x	La distance	[m]
d_x	Cordonné axial	[m]
d_y	Cordonné transversal	[m]
d_z	Cordonné vertical	[m]
F	la force massique s'exerçant dans le fluide	[N / m ³]
g	accélération de la pesanteur	[m/s]
h_c	Coefficient d'échange superficiel.	[W / m ² .k]
l	dimension linéaire caractéristique de la surface d'échange (coté d'un carré, diamètre d'un tube, etc.)	[m]
M	La masse	[kg]
\vec{n}	Vecteur unitaire.	[]
n_i	le nombre total de photons	[]
P	la pression dans le fluide	[P _a]

Q	L'énergie totale	[J]
R	émis dans un demi-espace par unité de surface	[]
R_{th}	la résistance thermique superficielle	[k /W]
S	Terme source	[]
T	La température	[k]
T_f	la température de fluide	[k]
T_s	couche limite thermique	[]
T_s	la température de surface	[k]
V_m	vitesse moyenne du fluide	[m/s]
V_x	la vitesse du fluide dans la direction x	[m/s]
v	Volume	[m ³]
X	abscisse	[m]
P, W, E	les points nodaux	[]
P, e, w	les facettes	[]

Symboles grecs :

\overline{gradT}	le gradient de température C/m	[C/m]
ϕ	Flux échangé entre la surface S et le fluide	[Watt / m ²]
μ	viscosité dynamique du fluide ($Pa.s$),	[$Pa.s$]
λ	conductivité thermique	[W / m.°C]
λ_i	la longueur d'onde	[]
Γ	Coefficient de diffusion.	[]
$d\theta$	un angle élémentaire	[]
$d\Omega$	l'angle solide élémentaire	[]

Nomenclature

$S\phi$	Terme puits/source	$[M .L^3T^{-1}]$
ρ	masse volumique du fluide	$[kg / m^3]$
Δ	épaisseur de la couche limite	$[\]$
ΔT	écart de température paroi-fluide (en °C),	$[^{\circ}C]$
K	la constante de Stefan-Boltzmann	$[W .m^{-2}K^{-4}]$
Φ	la puissance rayonnée en W	$[W]$
Δ_x, Δ_v	Le pas de maillage	$[\]$
ε	le coefficient d'émissivité	$[\]$

Les nombres adimensionnels :

R_e	Nombre de Reynold
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Gr	Nombre de Grashof

Introduction générale

Introduction

Les échangeurs de chaleur sont présents dans plusieurs applications industrielles, pour effectuer soit un refroidissement ou un chauffage. Le grand souci technologique des industriels est de développer un design qui permet à la fois une bonne efficacité thermique, avec un minimum de coût énergétique (perte de charge) et économique, et moins d'espace (un design compact).

Ici, on examine l'effet du design d'un échangeur de chaleur à paroi ondulée sur les performances hydrodynamique, thermique et énergétique.

Le présent mémoire est divisé en deux parties : théoriques et numériques.

La partie théorique contient trois chapitres, le premier englobe des généralités sur le transfert thermique. Les différents types d'échangeur de chaleur sont résumés dans le chapitre 2. Par la suite, quelques notions nécessaires pour la compréhension de la méthode des volumes finis sont rappelées en chapitre 3.

La partie numérique (chapitre 4) résume les différents résultats de simulation et une discussion détaillée.

Enfin, le manuscrit se termine par une conclusion générale qui synthétise les résultats obtenus.

Chapitre 1

Chapitre 1

Modes de Transfert Thermique

1.1. Introduction :

Un transfert thermique, appelé plus communément chaleur, est un échange d'énergie thermique. Cela correspond à un transfert d'énergie microscopique désordonnée. Les trois modes de transfert thermique fondamentaux sont la conduction, la convection et le rayonnement. Il est possible d'avoir un transfert thermique par plus d'un mode.

De façon spontanée, la direction du transfert thermique se fait depuis la région de plus haute température vers celle de plus faible température. Le transfert thermique s'arrête quand il y a équilibre thermique.

1.2. Conduction

La conduction est un mode de transfert de chaleur dans un milieu sans qu'il y ait déplacement apparent de la matière. C'est ce qui se passe en particulier dans un milieu solide homogène (métal, paroi, etc.), mais qui a lieu aussi dans le fluide immobile.

La conduction ne peut exister que s'il existe des écarts de températures c'est-à-dire si le gradient de température n'est pas nul. Dans le cas contraire, le milieu est en équilibre thermique et aucun transfert de chaleur ne peut se produire. Pour que ce gradient de température existe, il faut une action externe au système. (Brau.2006).

Loi de Fourier :

La relation fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction a été proposée par Fourier en 1822. Pour bien comprendre cette loi, il faut au préalable définir un certain nombre de grandeurs physiques. (Brau. 2006).

Considérons un milieu solide D dans lequel une surface élémentaire dS est orientée par sa normal unitaire \vec{n} .

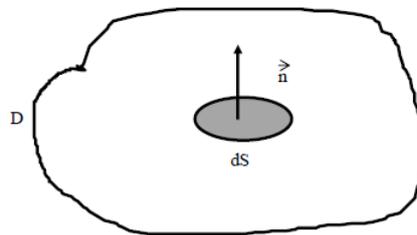


Figure 1.1 : Un milieu solide D

La quantité de chaleur d^2Q qui traverse la surface dS pendant l'intervalle de temps dt dans le sens de la normal \vec{n} est donnée par la loi de Fourier :

$$d^2Q = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T \cdot \vec{n} \cdot dS \cdot dt$$

(1.1)

où : $\overrightarrow{\text{grad}} T$ est le gradient de température défini suivant les trois axes Ox , Oy et Oz par :

$$\overrightarrow{\text{grad}} T = \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{array} \right.$$

λ : est le coefficient de conductivité thermique du matériau (W/m. °C).

La densité du flux de chaleur c'est la quantité de chaleur qui traverse l'unité de surface pendant l'unité de temps. C'est donc le flux de chaleur par unité de surface

(ou densité de flux) exprimé par Watt/m². Le flux de chaleur et la densité de chaleur sont définis, respectivement, par :

$$d\Phi = \frac{d^2Q}{dt} = -\lambda \cdot \text{grad}T \cdot \vec{n} \cdot ds \quad (\text{Flux de chaleur})$$

$$\text{et : } d\Phi = \frac{d^2Q}{dt ds} = -\lambda \cdot \text{grad}T \cdot \vec{n} \quad (\text{densité de flux de chaleur})$$

La présence du signe-dans le second membre des relations signifie que le flux de chaleur progresse dans le sens opposé au gradient de température c'est-à-dire des températures les plus élevées vers la température les plus basses.

1.2.1. Transfert de chaleur par conduction en régime variable :

1.2.1.1. Equation de la chaleur :

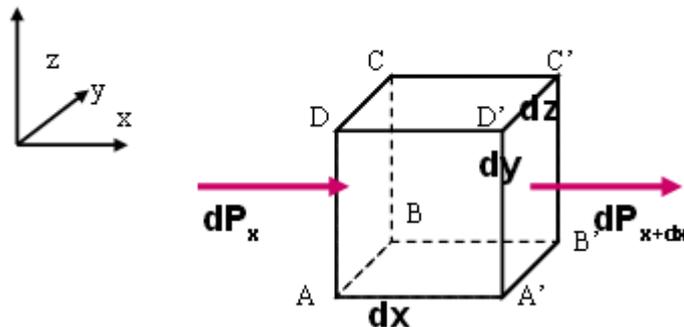


Figure 1.2 : Phénomène de conduction

La différence du flux pendant le temps dt sert au réchauffement (ou refroidissement) de l'élément de volume. Ce volume reçoit donc une énergie pendant le temps dt .

$$p \cdot dt = m \cdot c_p (t + dt) - T(t) = \rho V \cdot C_p \cdot dt$$

On en déduit :

$$P / V = \rho \cdot C_p \cdot dT / dt = \lambda \nabla^2 T$$

L'équation de chaleur est donnée par :

$$\rho.C_p .dT / dt = \lambda.\overline{\nabla}^2 T$$

1.2.1.2. Diffusivité thermique :

$$D = \lambda / \rho.C_p$$

$$dT / dt = D.\overline{\nabla}^2 T$$

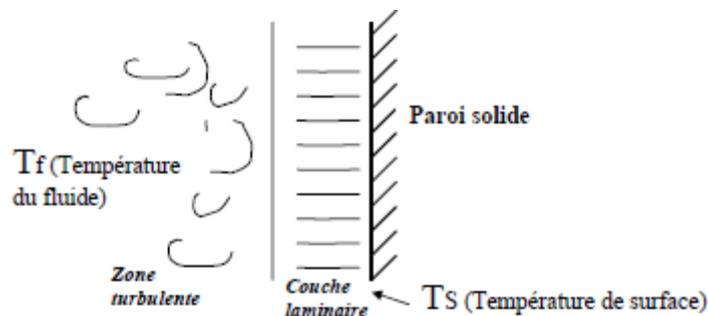
On définit alors la diffusivité thermique D :

D caractérise la capacité d'un matériau à diffuser la chaleur

1.3. Convection

Ce mode de transfert est basé sur le fait qu'il y a un déplacement de matière : il ne concerne donc que les fluides (liquides et gaz). Contrairement à la conduction ou le transfert de chaleur se fait « par contact », dans le fluide, la possibilité de déformation sous l'effet de la température permet de mettre en œuvre des mouvements de ce fluide plus ou moins importants. Ces mouvements sont dus à des différences de pression et/ou des différences de température. (Brau.2006).

La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide gazeux ou liquide en mouvement. L'étude de la convection (naturelle ou forcée) est liée à l'écoulement des fluides. (Perrot, 2010-2011).



$$\phi = h_c .S.(T_f - T_s) \text{ Loi de Newton}$$

Figure 1.3 : Phénomène de convection

Avec :

ϕ : Flux échangé entre la surface S et le fluide,

h_c : Coefficient d'échange superficiel. (Brau ; 2006).

La résistance thermique superficielle R_{th} de la couche de fluide dans laquelle s'effectue le transfert s'écrit (Mauduit, 2013) :

$$R_{th} = T_f - T_s / \phi = 1 / hS$$

Tableau 1.1 : Quelques valeurs numériques du coefficient h ($W . m^{-2} . K^{-1}$)

	Dans un liquide	Dans un gaz
Convection forcée	200-10000	10-300
Convection naturelle	100-1000	2-30

1.3.1. Convection forcée

Le fluide est en mouvement par une pompe, un ventilateur ou tout autre moyen mécanique.

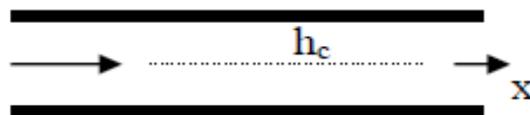


Figure 1.4 : Convection forcée dans un tube

Dans un tube, le coefficient h_c dépend de :

V_m : vitesse moyenne du fluide (m/s),

ρ : Masse volumique du fluide (kg/m^3),

C_p : Chaleur spécifique du fluide (J/kg. °C),

μ : viscosité dynamique du fluide (Pas),

λ : Conductivité thermique du fluide (W/m. °C),

D : diamètre intérieur du tube (m),

X : abscisse (m).

Remarque : le coefficient h_c en convection forcée ne dépend pas de $(T_f - T_s)$.

A partir du théorème de Vaschy-Buckingham, h_c peut s'exprimer en fonction de 4 unités fondamentales (nombres adimensionnels) :

- Nombre de Nusselt (Nu) : il caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi, est défini par :

$$Nu = \frac{h.D}{\lambda}$$

- Nombre de Reynolds (Re) : il caractérise le régime d'écoulement, et il est défini par :

$$Re = \frac{\rho v_m . D}{\mu}$$

$Re < 2000$: écoulement laminaire

$Re > 3000$: écoulement turbulent

- Nombre de Prandtl (Pr) : il caractérise les propriétés thermiques du fluide, et il est défini par :

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda}$$

A partir des études expérimentales, des corrélations sont proposées par différents auteurs (Brau, 2006)

- Pour tous les fluides

$$N_u = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,33}$$

- Pour un gaz ($Pr \simeq 0,75$)

$$N_u = 0,02.Re^{0,8}$$

1.3.2. Convection naturelle :

Le mouvement de fluide est créée par :

- Une différence de température,
- L'action d'un champ de forces massiques (ex : gravité)

a) Principe

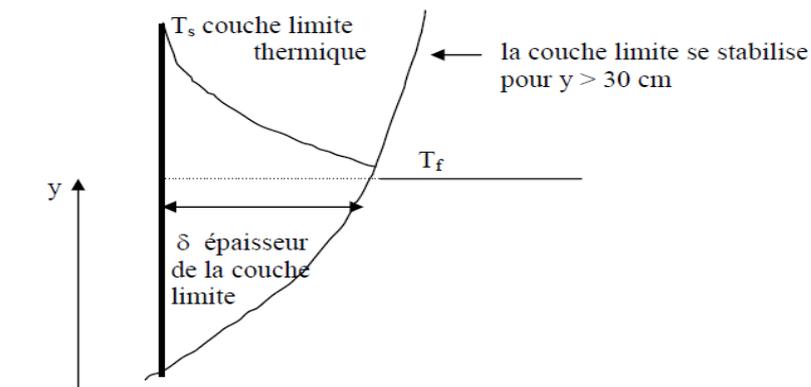


Figure 1.5 : Convection naturelle (principe)

$$\Phi = h_c.S.(T_s - T_f)$$

b) Grandeurs caractéristiques

- **Nombre de Grashof (Gr):** ce nombre est utilisé pour exprimer le degré de la convection naturelle, tandis que le nombre de Reynolds est utilisé pour la convection forcée. Le nombre de Grashof est défini par :

$$G_r = \frac{l^3 \cdot \rho^2 g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2}$$

Avec :

l : dimension linéaire caractéristique de la surface d'échange (coté d'un carré, diamètre d'un tube, etc.) (en m),

β : coefficient de dilatation volumique du fluide en ($^{\circ}\text{C}$),

ΔT : écart de température paroi-fluide (en $^{\circ}\text{C}$),

g : accélération de la pesanteur ($9,81 \text{ m/s}^2$).

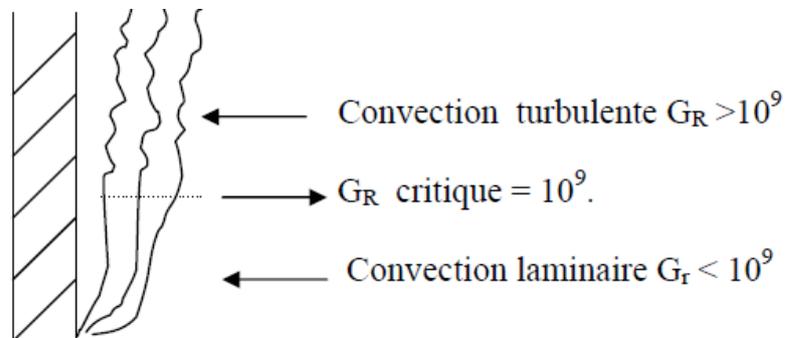


Figure 1.6 : Convection naturelle selon la valeur du Gr

- **Expression du Nusselt**

La relation entre le nombre de Nusselt (Nu), le nombre de Grashof (Gr) et le nombre de Prandtl (Pr) est de la forme : $N_u = C \cdot (G_r \cdot P_r)^n$

Avec $n = 1/4$ pour la convection laminaire

$n = 1/2$ pour la convection turbulente

Le coefficient C dépend du régime de convection et de la géométrie :

- Convection laminaire pour $0.2 < C < 0.6$

- Convection turbulente pour $0.07 < C < 0.15$

1.4. Le rayonnement

Le rayonnement thermique est un phénomène se caractérisant par un échange d'énergie électromagnétique, sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange.

Par exemple : le rayonnement solaire est capable d'échauffer la terre bien que le milieu traversé soit à une température plus basse que la terre (Perrot, 2010, 2011).

1.4.1. Quelques définitions :

a) Notion d'angle solide :

De la même façon que l'on définit un angle élémentaire $d\theta$ tel que $\int d\theta = 2\pi$ pour un cercle, on définit l'angle solide élémentaire $d\Omega$ tel que $\int d\Omega = 4\pi$ pour une sphère, et il est exprimé en stéradian (sr). Par analogie avec l'angle θ , l'angle solide Ω représente donc l'étendue spatiale d'un objet vu d'un point donné distant de r (Figure 1.7), on a : $d\Omega = dS / r^2$ (Fourier, 1822).

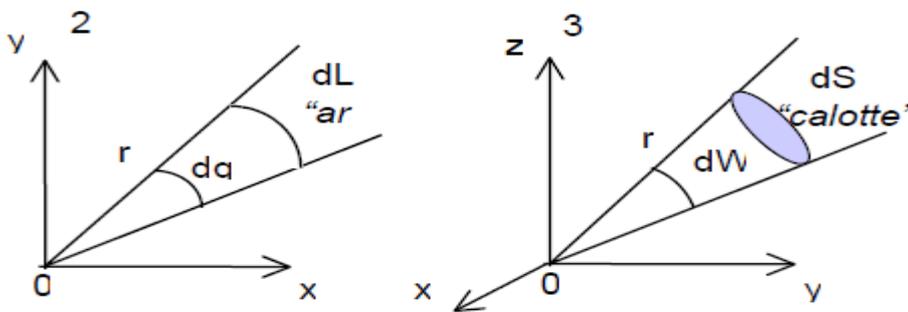


Figure 1.7 : Analogie angle /angle solide

De manière générale, les grandeurs caractérisant le rayonnement peuvent être :

- Des grandeurs **hémisphériques** : ce sont des grandeurs relatives à un rayonnement dans toutes les directions de l'espace dans lequel un élément de surface peut recevoir ou émettre un rayonnement.

- Des grandeurs **directionnelles** : ce sont des grandeurs relatives à un rayonnement dans une direction donnée.

-Un corps sera dit *isotrope* si l'énergie qu'il rayonne est la même dans toute les directions de l'espace (*rayonnement parfaitement diffus*) (Fourier, 1822).

b) Energie rayonnante Q

L'énergie totale Q , exprimée en [J], émise par le rayonnement d'un corps est donc la somme de l'énergie émise dans chaque longueur d'onde λ_i . On peut donc écrire la relation suivante :

$$Q = \sum_i n_i Q(\lambda_i)$$

Où n_i est le nombre total de photons émis pour cette longueur d'onde.

c) Flux énergétique Φ

Le flux énergétique Φ est la puissance rayonnée par le corps dans tout l'espace, exprimé en W. On a donc $\Phi = dQ / dt$

d) Intensité énergétique I

C'est le flux énergétique émis dans une direction (portion) donnée de l'espace :

$$I = d\Phi / d\Omega [W \cdot sr^{-1}]$$

e) Radiance E

C'est le flux émis dans un demi-espace par unité de surface de la source. On parle aussi de luminance, émittance énergétique ou pouvoir émissif total.

$$E = l / S \cdot \int I \cdot d\Omega = l / S \cdot \int d\Phi [W \cdot m^{-2}]$$

Lorsque l'on parle de radiance monochromatique, on considère E pour λ donnée (notée dans ce cas E_λ).

f) Rayonnement électromagnétique et température

Tout corps porté à une température T (°K) non nulle émet de l'énergie sous forme de rayonnement photonique. Réciproquement, un corps soumis à un rayonnement extérieur peut en absorber une partie qui se transforme en chaleur et élève sa température.

g) Corps noir

Un corps noir est un corps qui absorbe tout le rayonnement qui lui parvient, quelque soit la longueur d'onde λ . Ceci signifie donc ici que $\alpha = 1$ et $\rho = \tau = 0$.

Par opposition au corps noir, les corps dont α est différent de 1 sont dits *gris* (Fourier, 1822).

1.4.2. Lois fondamentales du rayonnement

a) Loi de Planck

Cette loi fixe la contribution respective de chaque longueur d'onde dans l'émission du corps noir. Elle s'écrit :

$$M_{\lambda}^0 = \frac{C_1}{\lambda^5 \left(e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1 \right)}$$

avec : $C_1 = 3.74110^{-16}$ (W.m²), $C_2 = 0.0143$ (m.°K). M_{λ}^0 (en W.m⁻³) désigne l'émittance monochromatique. L'intégration de M_{λ}^0 donne évidemment M_0 (Marty, 2012):

$$\int_0^{\infty} M_{\lambda}^0 d\lambda = \sigma T^4 = M^0$$

b) Loi de Stefan-Boltzmann

Le flux thermique Φ (ou puissance thermique) émis par la surface S du corps noir à la température T s'écrit :

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

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann. ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$) Le flux surfacique émis est par le corps noir à T est le quotient (Mauduit, 2013):

$$\varphi_e = \Phi_e / S = \sigma T^4$$

c) Loi de Wien

La loi du déplacement de Wien relie la température T du corps noir à la valeur de

$$\lambda_{\max} \text{ et elle s'écrit : } \lambda_{\max} T = 2898 \mu\text{m} \cdot \text{K}$$

Par exemple, à 300 °K, $\lambda_{\max} = 9,7 \mu\text{m}$: l'émission se fait principalement dans le domaine de l'infrarouge (Mauduit, 2013).

1.4.3. Transfert par rayonnement entre surfaces

- **Un corps noir** : est une surface idéale (qui n'existe donc pas dans la nature) possédant les propriétés suivantes :
 - Il absorbe tout éclairement indépendamment de la longueur d'onde et de la direction de cet éclairement à une température de surface équivalente.
 - le rayonnement d'un corps noir est plus grand que celui de toute autre surface
 - Le rayonnement d'un corps noir est isotrope (Battaglia et al., 2010).
- **Entre corps noirs** : Soient deux surfaces planes de corps noirs en regard, de températures respectives T_1 et T_2 .

La surface (1) émet $\Phi_1 = \sigma S T_1^4$ et absorbe $\Phi_2 = \sigma S T_2^4$. La puissance cédée par (1) à (2) est donc :

$$\Phi_{1 \rightarrow 2} = \sigma S (T_1^4 - T_2^4).$$

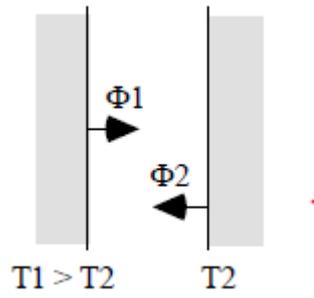


Figure 1.8 : Rayonnement entre surfaces

Synthèse bibliographique

Synthèse bibliographique

Le transfert thermique lors de l'écoulement laminaire d'un fluide visqueux à travers des conduites a suscité l'intérêt de nombreux chercheurs, vu son importance dans l'industrie et précisément dans le dimensionnement des installations thermiques **Quaresma et al. (1998), Vradis et al. (2000)**. Divers travaux ont été publiés dans ce contexte, citons à titre d'exemple : **Boualit et al. (2005 et 2007)** qui ont considéré l'écoulement d'un fluide viscoplastique (fluide de Bingham) entre deux plaques planes soumises à un flux de chaleur constant (CFM2005), ils ont reconsidéré le même problème physique mais dans le cas d'une température constante imposée aux parois solides pour le CFM2007. Ils se sont intéressés à l'analyse de l'influence exercée par l'inertie et le comportement rhéologique du fluide sur la structure hydrodynamique et thermique de l'écoulement. L'effet de la dissipation visqueuse sur l'évolution du champ thermique a été également étudié.

Azevedo et al. (1995) ont étudié numériquement et expérimentalement le transfert thermique pour un fluide pseudoplastique circulant à l'intérieur d'un tube cylindrique. Ce fluide est refroidi par l'écoulement externe turbulent de l'eau, qui circule dans un sens opposé à température très basse. Ils ont développé une méthode pour évaluer les coefficients de transfert de chaleur local, et une corrélation pour le nombre de Nusselt en fonction de la température.

D'autres auteurs ont analysé l'influence de la présence des chicanes sur le transfert thermique : **Sahel et al. (2016, 2017), Kumar et al., 2017**.

Les conduites à paroi ondulée sont utilisées pour améliorer le transfert de chaleur dans plusieurs applications industrielles (**Wang et Chen, 2002**). Ce type de design produit une turbulence d'écoulement même à faible débit ($Re = 500$), et ce, à cause de

la dispersion effective et le mélange par séparation d'écoulement. En plus, il a été trouvé expérimentalement qu'après 3-5 cycles, l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur deviennent périodiquement pleinement développés (**Synder et al., 1993 ; Yuan et al., 1998**).

Quelques travaux expérimentaux et numériques sur les caractéristiques du transfert de chaleur convectif dans les conduites convergentes-divergentes ont été publiés. Citons quelques exemples : **Grijspeerdt et al. (2003)** ont développé un modèle CFD pour le calcul des paramètres hydrodynamiques et thermiques dans le cas d'un écoulement de lait à travers un échangeur de chaleur à plaques. Ces auteurs ont étudié aussi expérimentalement le cas de l'écoulement de l'eau. Ils ont reporté que le modèle CFD est préférable pour optimiser le design des échangeurs à plaques dans le cas des écoulements laitiers. **Niceno et Nobile (2001)** ont étudié l'écoulement et le transfert de chaleur dans une conduite convergente-divergente à paroi sinusoïdal (avec ondulations). Pour comprendre l'écoulement sanguin dans les artères, **Natarajan et Mokhtarzadeh-Dehghan (2000)** ont étudié l'écoulement périodique par voie expérimentale et numérique dans un modèle de conduite ondulée. En utilisant une technique numérique, l'écoulement développé et le transfert thermique dans un passage ondulé ont été étudiés par **Stone et Vanka (1999)** et **Wang et Vanka (1995)**. Pour prédire les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques, **Faghri et Asako (1987)** ont utilisé une méthode aux différences finis. Autres auteurs se sont intéressés à ce type de conduites, comme : **Sparrow and Prata (1983)**, **Nishimura et al. (1984)**, **Sparrow, L.M. Hossfeld (1984)**, **Taymaz et al. (2008)**, **Islamoglu (2008)**.

Chapitre 2

Chapitre 2

Techniques dans les Echangeurs Thermiques

2.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant le transfert de la chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. On distingue les échangeurs tubulaires composés d'un grand nombre de tubes à l'intérieur d'une calandre (un des fluides circule dans les tubes, l'autre circule dans la calandre) et les échangeurs compacts constitués soit d'un empilement de plaques ayant une géométrie plus ou moins complexe, soit de tubes munis d'ailettes. Dans ces échangeurs, les transferts peuvent se faire soit sans changement de phases entre deux écoulements monophasiques (liquide-liquide, gaz-gaz, liquide-gaz) soit en présence d'un changement de phase (ébullition ou condensation) (**Grandjean, 2013**).

2.2. Généralités :

- Qu'est-ce qu'un échangeur ?

C'est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide (**Bourret, 2013**).

- Pourquoi utilise-t-on des échangeurs ?

- ✓ Chaque fois qu'on a besoin de réchauffer ou de refroidir un fluide à l'aide d'un autre fluide (batteries chaude ou froide, évaporateur ou condenseur, tour de refroidissement, etc.)
- ✓ Quand deux réseaux de distribution de fluides doivent être séparés pour des problèmes sanitaires ou de corrosion (chauffe-eau solaire, géothermie, etc.)
- ✓ Quand deux réseaux de distribution de fluides doivent être séparés pour des problèmes de pression (chauffage urbain) (**Bourret, 2013**).

- Essai de classification :

- ✓ Selon le type d'écoulement : courants parallèles de même sens ou de sens contraires, courants croisés, combinaison des deux types précédents.

- ✓ Selon les types de fluides utilisés :
 - 2 fluides de caractéristiques thermiques voisines (eau/eau).
 - 2 fluides de caractéristiques thermiques très différentes (eau/air).
- ✓ Selon la surface d'échange : paroi matérielle (plaque, tube, etc.) contact direct (aéro-réfrigérant, tour de refroidissement) (**Bourret, 2013**).

- Cadre de l'étude :

Nous ne considérerons ici que les échangeurs à fluides séparés où le transfert de chaleur se fait à travers une paroi matérielle.

2.3. Classification des échangeurs :

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

2.3.1. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ✓ à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ✓ à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ✓ autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

2.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.). il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient (**Minvielle, 2014**).

2.3.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :

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

- ✓ transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- ✓ transfert avec stockage, donc en régénérateur avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique. (**Minvielle, 2014**).

2.3.4. Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase. Suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ✓ les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs (Minvielle, 2014).

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

On retiendra deux types de paroi :

- ✓ les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- ✓ les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

2.4. Types d'échangeurs de chaleur :

2.4.1. Les échangeurs tubulaires :

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux (Figure 2.1). Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur (Jannot et al, 2016).

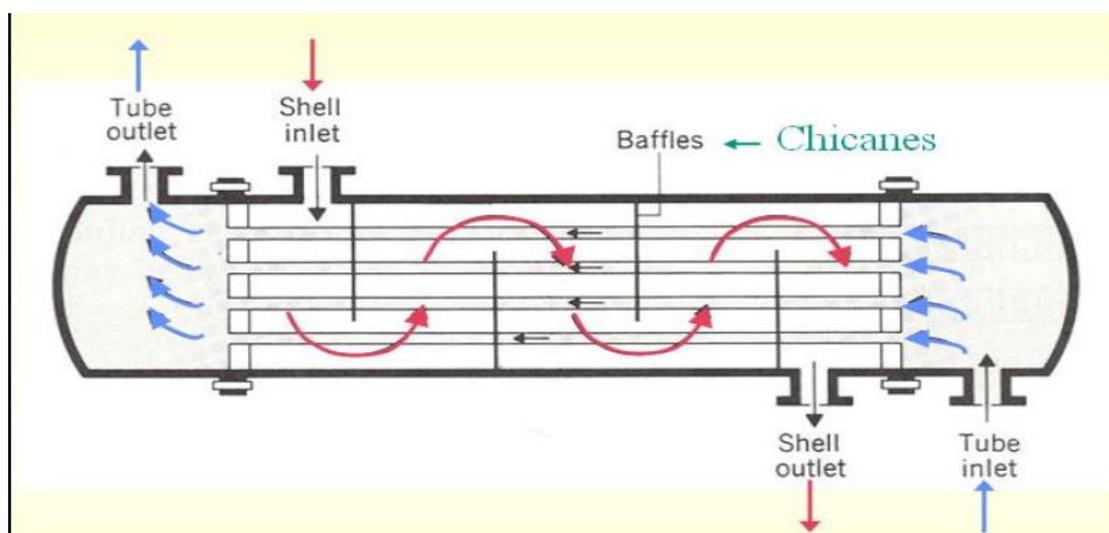


Figure 2.1 : Schéma de principe d'un échangeur tubulaire

2.4.1.1. Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la Figure (2.2) (Minvielle, 2014).



Figure 2.2 : Échangeur monotube en serpentín

2.4.1.2. Échangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la Figure (2.3).

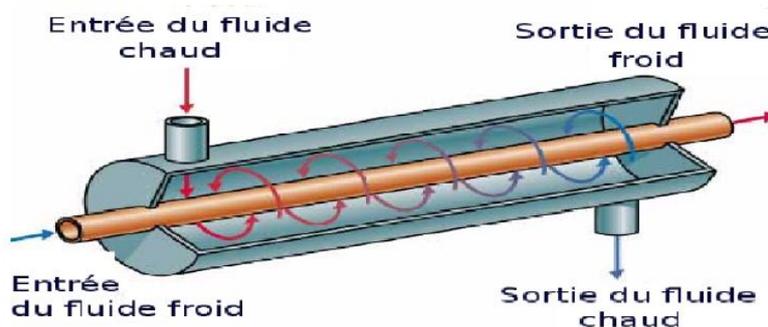


Figure 2.3 : Échangeur coaxial

2.4.1.3. Échangeur multitubulaire :

Existant sous quatre formes :

a) Échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (Figure 2.4) (Minvielle, 2014).

+

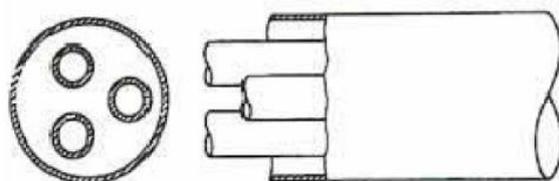


Figure 2.4 : Échangeur à tube séparé

b) Échangeur à tubes rapprochés :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans (Figure 2.5).

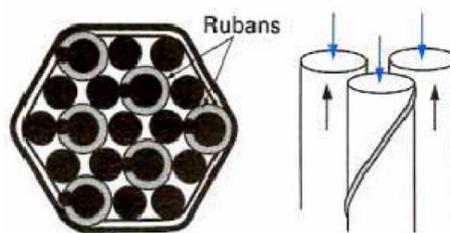


Figure 2.5 : Échangeur à tube rapproché

2.4.2. Échangeur à tubes ailettes :

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre (Figure 2.6, 2.7).

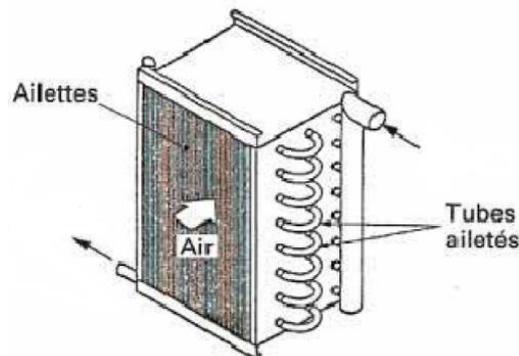


Figure 2.6 : Échangeur à tube ailette

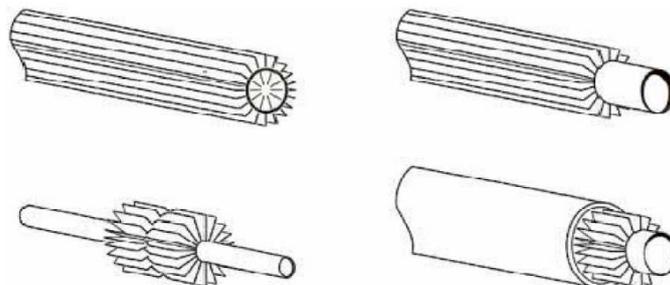


Figure 2.7: Autre différent type d'ailettes

2.4.3. Echangeur à tube et calandre :

Il est composé généralement de :

a) Une calandre (ou virole) :

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé. Les valeurs de diamètre vont de 100 à 3 000 mm (Figure 2.8).

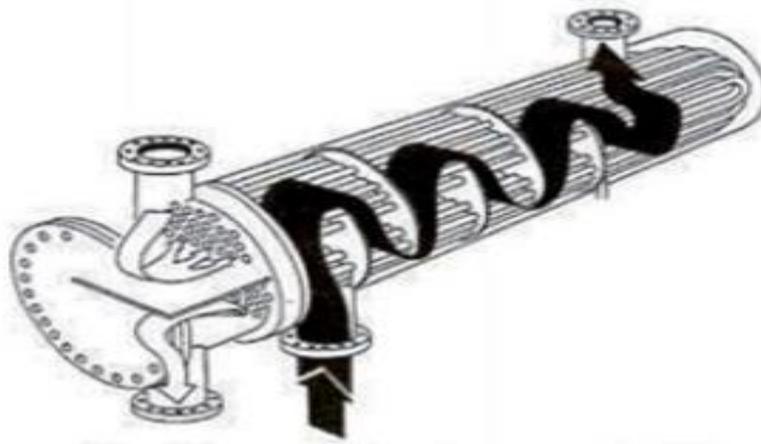


Figure 2.8 : échangeur à tubes et calandre

b) Boîte d'échangeur :

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Il y a une boîte à chaque extrémité de l'échangeur, sauf pour le type à tubes en U. La disposition interne des boîtes dépend du nombre de passes en tubes : des cloisons permettent de configurer jusqu'à 12 passes. Les boîtes sont le plus souvent réalisées avec un matériau peu différent de celui des tubes (Minvielle, 2014).

c) Plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (1 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre d'autre part.

d) Tubes :

Ce sont généralement des tubes normalisés dont l'épaisseur est fonction des pressions intérieures et extérieures aux tubes. Ces tubes sont généralement de longueur standard 2.44, 3.05, 3.66, 4.88 ou 6.10 m. Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis. Les plus

courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, les cupronickels, le graphite, le verre ou les matières plastiques.

e) Chicanes :

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et d'assurer la rigidité du faisceau.

2.4.4. Echangeur à plaques tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre (Figure 2.9).

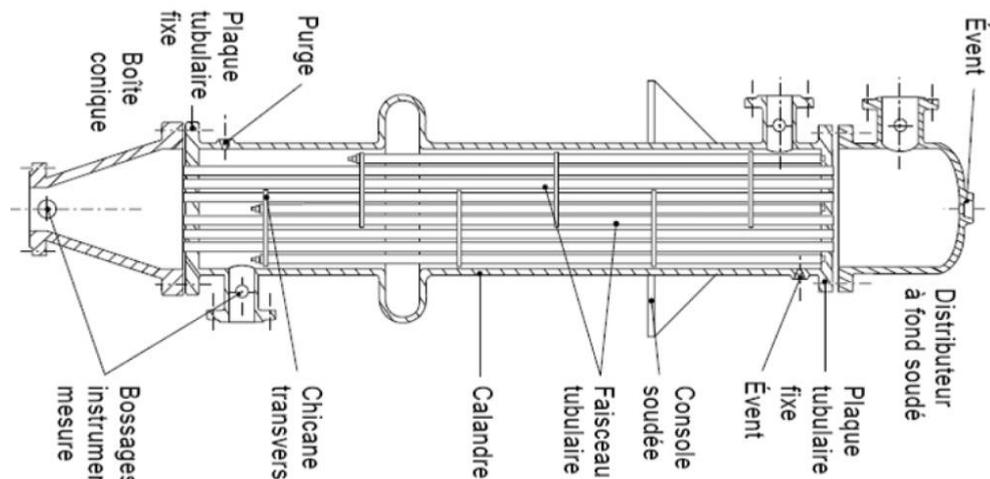


Figure 2.9 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

2.4.5. Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique (Figure 2.10).

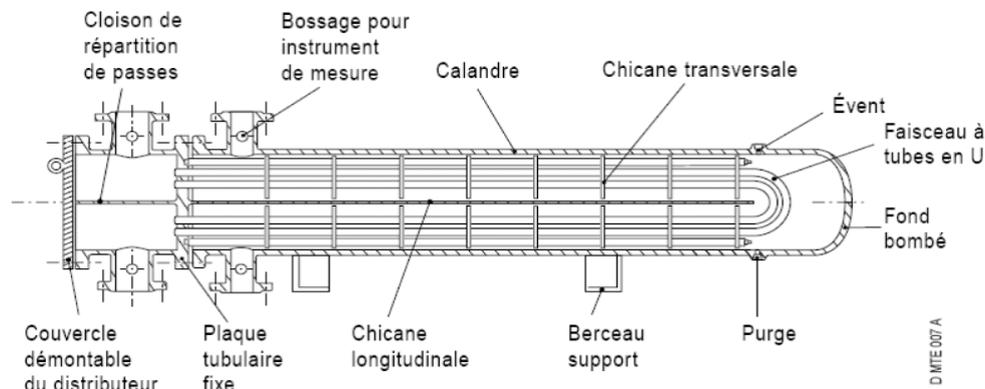


Figure 2.10 : Échangeur à tube en U

2.4.6. Échangeur à plaques :

On regroupe sous ce vocable différentes technologies dont certaines sont d'un développement assez récent. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire (Minvielle, 2014).

2.4.7. Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact. Les différentes géométries de plaques les plus couramment rencontrées sont présentées sur la Figure (2.11).

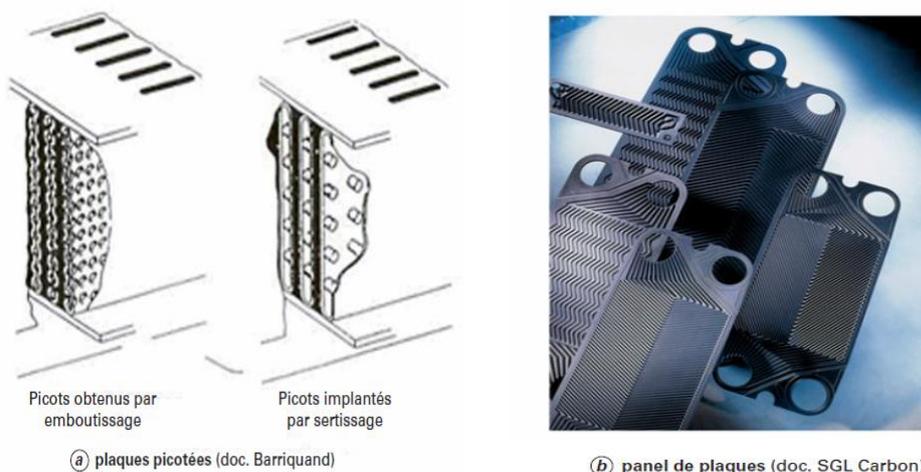


Figure 2.11 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire

2.4.7.1. Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques ou de plaques en graphite de forme rectangulaire, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile (Figure 2.12). Un rail fixé sur le flasque fixe et sur un pied supporte l'ensemble des plaques et le flasque mobile et permet le déplacement de ceux-ci pour les manutentions (montage, nettoyage, etc.).

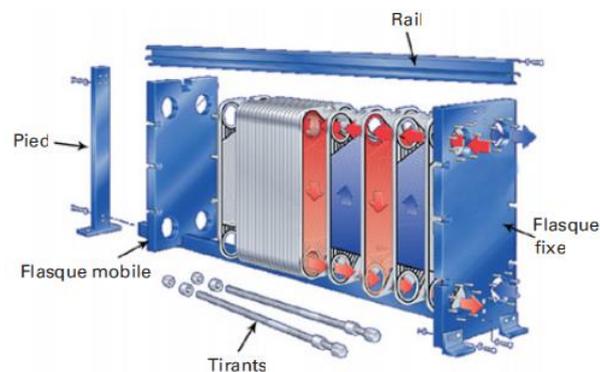


Figure 2.12 : Échangeurs à plaques et joints

2.4.8. Échangeurs à surface secondaire :

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

On distingue :

2.4.8.1. Échangeurs à plaques serties :

Ces échangeurs sont constitués de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes. Ils sont en général fabriqués en tôlerie légère (acier galvanisé, acier inoxydable, aluminium, etc.). Les fluides empruntent un canal sur deux et la circulation est, soit à contre-courant, soit à courants croisés. Les ailettes sont de types très variés. Ces échangeurs sont en général utilisés en récupération de chaleur sur l'air (Minvielle, 2014).

2.4.8.2. Échangeurs à plaques brasées :

Les échangeurs en aluminium brasé sont constitués par un empilage de tôles gaufrées, délimitant ce que l'on appelle les ondes, séparées par des tôles planes consécutives et fermées latéralement par des barres. Les fluides circulent dans les passages définis par deux tôles planes consécutives et fermées latéralement par deux barres (Figure 2.13).

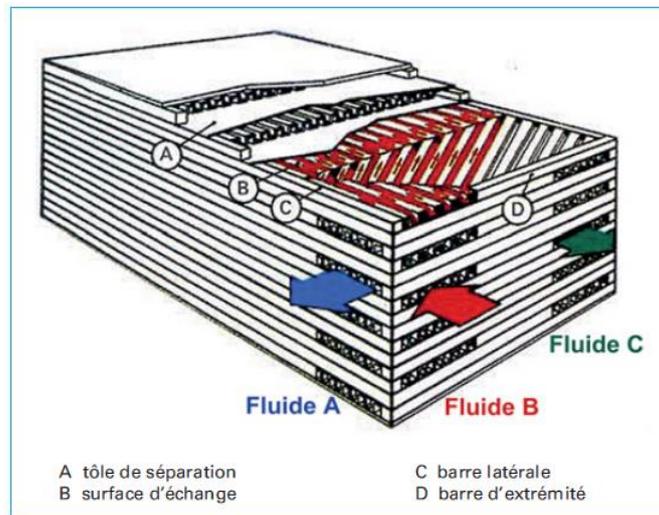


Figure 2.13 : Échangeur à plaques brasées : assemblage de plaques

a) Echangeur à spirales :

Un échangeur est constitué de deux bandes métalliques séparées par des entretoises (pions) et enroulées de façon à constituer un corps spiral à double canal (Figure 2.14).

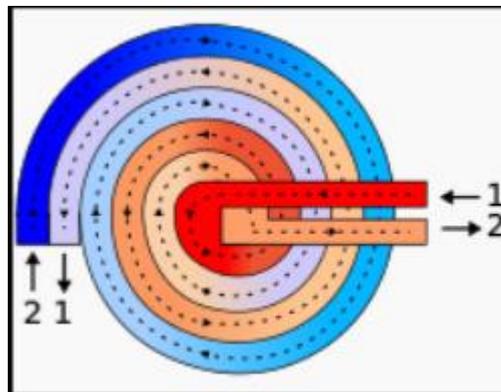


Figure 2.14 : Un échangeur à spirales

b) Echangeur à bloc :

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de

graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux (Figure 2.15).

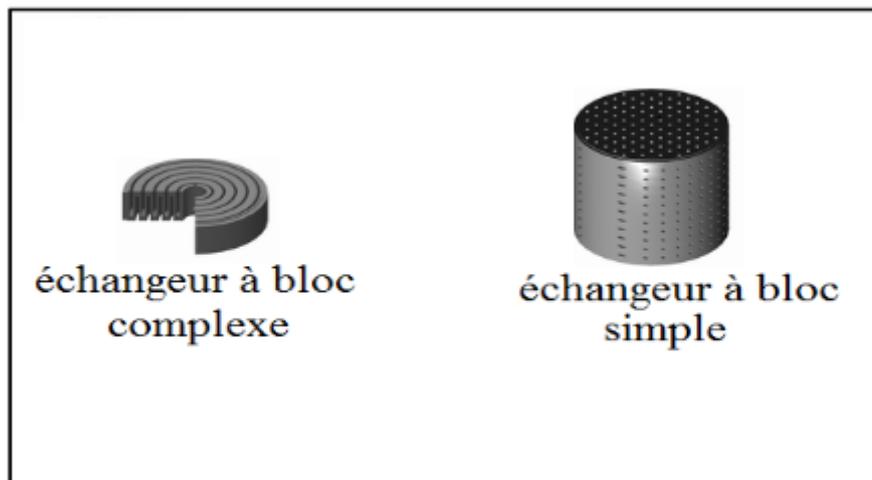


Figure 2.15 : Les différents échangeurs à bloc

2.4.9. Échangeurs rotatifs :

- Le principe de l'échangeur rotatif (Figure 2.16) est de faire tourner lentement une roue comprenant un matériau accumulateur poreux, généralement constitué d'un média métallique formant des petits canaux.
- La roue se charge en chaleur d'un premier fluide puis cède celle-ci à un deuxième fluide.
- Le principe est utilisé principalement en récupération de chaleur sur l'air.
- Le matériau accumulateur peut être imprégné d'un produit hygroscopique de manière à transférer la chaleur et l'humidité.
- Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice. Par contre, le mouvement mécanique de la matrice peut entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

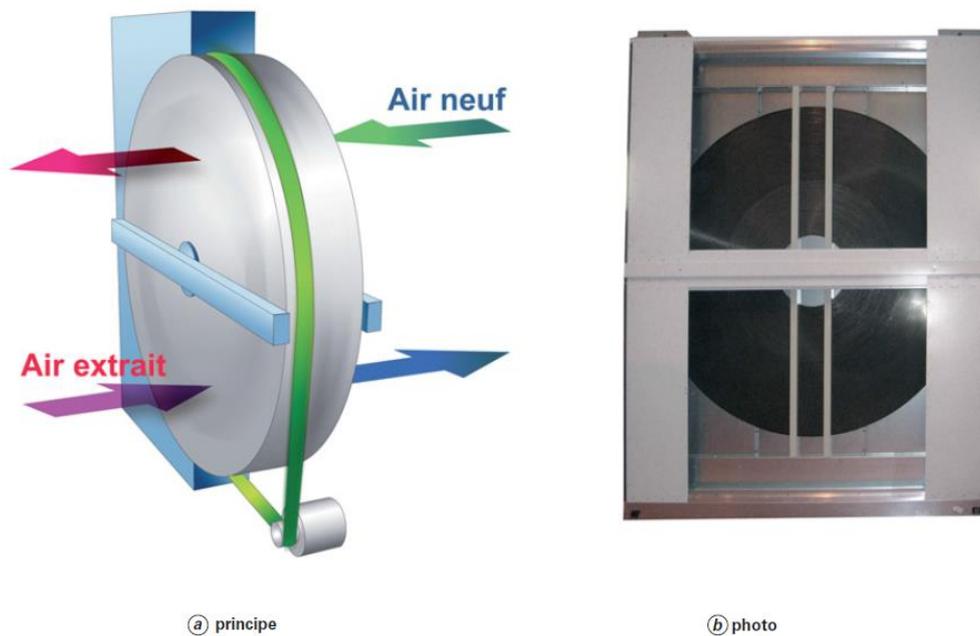


Figure 2.16 : Échangeur régénératif rotatif

Conclusion :

Afin d'intensifier les échanges thermiques, différentes méthodes ont été expérimentées et leur efficacité a été démontrée. Les techniques modifiant la structure de la paroi d'échange sont les plus nombreuses et les plus courantes : utilisation d'ailettes (extension de surface), modification de la géométrie de la paroi (promotion de la turbulence, du mélange). Les innovations issues de la microtechnologie donnent aujourd'hui des perspectives encore plus intéressantes concernant le contrôle de l'état de surface et des propriétés des parois d'échange (revêtements, nanostructuration). Enfin, beaucoup de techniques actives sont encore au stade de l'étude mais laissent présager de nombreuses possibilités pour des applications très ciblées.

Dans tous les cas, il faut veiller à ce que le surcoût de la technique d'intensification mis en œuvre soit effectivement compensé par un gain de performances se traduisant par une économie soit sur l'investissement global, soit sur le fonctionnement du procédé concerné.

Chapitre 3

Chapitre 3

Méthode des Volumes Finis

3.1. Introduction

Les problèmes physiques rencontrés dans notre quotidien (le transport des polluants, les problèmes de convection, les écoulements dans les conduites, la modélisation de l'écoulement des polymères fondus, la modélisation de la pollution atmosphérique, etc.) sont décrits par des équations aux dérivées partielles couplées et non linéaires. En général, Ces équations n'admettent pas de solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire. Il existe plusieurs méthodes numériques:

- méthode des différences finies
- méthode des volumes finis
- méthode des éléments finis
- méthodes spectrales,...

Chaque méthode de résolution numérique d'un problème continu comporte une phase de maillage et une phase de discrétisation. La phase de maillage consiste à diviser le domaine d'étude en petits volumes appelés volumes de contrôle. La phase de discrétisation transforme le problème continu en un problème discret. Les équations ainsi que les conditions aux limites sont approchées par des équations et

conditions discrètes. L'objectif de ce chapitre est de rappeler les principes de la méthode des volumes finis.

3.2. Principe de la méthode des volumes finis :

Rappelons d'abord la forme générale des équations de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} + \vec{F} \quad (3.1)$$

Et de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.2)$$

L'idée est de les mettre sous forme conservative pour pouvoir ensuite les intégrer sur un volume élémentaire dénommé Volume Fini (Gueraoui, 2010). Ainsi, pour la composante V_x on écrira:

$$\rho \frac{\partial V_x}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla V_x = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 V_x + f_x \quad (3.3)$$

Après manipulations on obtient:

$$\frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V} V_x) - \text{div}(\rho \overline{\text{grad} V_x}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + f_x \quad (3.4)$$

Ce qui vient d'être fait pour V_x peut être étendu à toute autre variable. De façon plus générale, l'équation de toute variable Φ sera mise sous la forme :

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V} \Phi) + \text{div}(-\Gamma \overline{\text{grad} \Phi}) = S_\Phi \quad (3.5)$$

Si $\Phi = 1$, $\Gamma = 0$ et $S_\Phi = 0$ l'équation (2.2) devient l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.6)$$

Si $\Phi = T$, $\Gamma = \frac{\lambda}{C_p}$, $S_\Phi = 0$, elle devient l'équation de la chaleur:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \text{div}(\vec{V}T) = \alpha \nabla^2 T \quad \text{Avec} \quad \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (3.7)$$

Si $\Phi = V_x$, $\Gamma = \mu$, $S_\Phi = -\frac{\partial p}{\partial t} + f_x$ elle devient l'équation (2.1) de Navier-Stokes suivant O_x .

Idem pour les composantes V_y , V_z où les grandeurs turbulentes k ou ε qui obéissent aussi à une équation de transport.

On voit donc que l'équation (2.2) a une structure très générale et que l'on peut l'appliquer à n'importe quelle variable Φ en changeant simplement les coefficients Γ et S_Φ .

En se plaçant en 2D cartésien, considérons une maille rectangulaire qui définit un volume (dans la direction normale au rectangle la dimension est infinie). Le théorème d'Ostrogradski permet alors de transformer l'équation (2.2) :

$$\int_V \frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} dV + \int_S (\rho \vec{V} \Phi - \Gamma \overrightarrow{\text{grad}} \Phi) \cdot \vec{n} dS = \int S_\Phi dV \quad (3.8)$$

Les termes convectifs et diffusifs n'interviennent plus que par leur flux, d'où une prise en compte plus globale de l'écoulement (Marty, 2013).

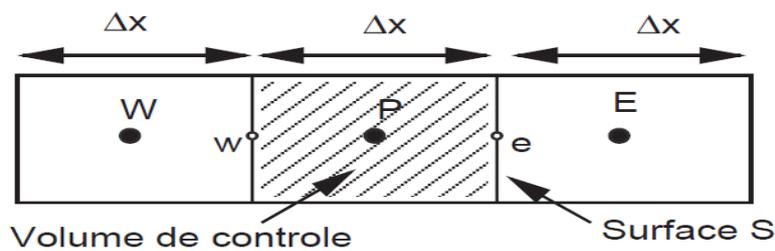


Figure 3.1 : Discrétisation unidirectionnelle (e : est; w : west)

3.3. Application à la partie diffusion (1D)

Considérons un problème de transport de la variable Φ par diffusion.

$$\text{div} (\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi = 0 \quad (3.9)$$

La clé de la méthode des volumes finis réside dans l'application du **théorème de la Divergence** ou **théorème d'Ostrogradski**, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface :

$$\int_{CV} \text{div} (\Gamma \text{grad } \phi) dv + \int_{CV} S_\phi dv = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dv = 0 \quad (3.10)$$

A : surface enveloppant le volume de contrôle CV.

n : Vecteur unitaire.

L'équation (3.9) en 1D prend la forme suivante :

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (3.11)$$

Γ : Coefficient de diffusion.

S : Terme source.

3.3.1. Maillage :

La valeur de Φ aux frontières A et B est maintenue constante (conditions de Dirichlet). $\phi_e = (\phi_p + \phi_E) / 2$

La première étape dans cette méthode consiste à diviser le domaine de calcul en un nombre fini et discret de volume de contrôle. L'opération consiste à subdiviser le domaine de calcul (Ligne AB) en un certain nombre de segments (Volume de contrôle). Le centre de chaque volume est placé exactement au milieu du segment correspondant. Il est commode de s'arranger pour que les facettes des nœuds de

frontières coïncident exactement avec les frontières du domaine de calcul. Dans le cas de la figure ci-dessous le domaine de calcul est divisé en cinq volumes de contrôles.

3.3.2. Système de notation

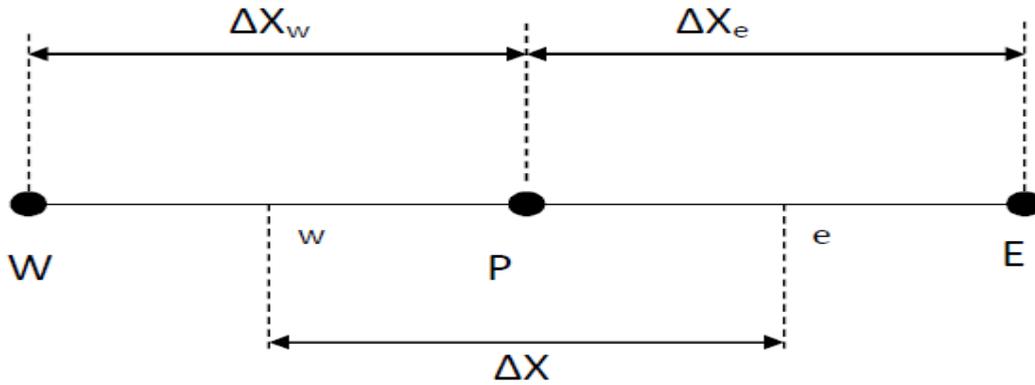


Figure 3.2 : Système de notation

3.3.3. Discrétisation

L'intégration de l'équation (3.11) sur le volume de contrôle de centre P donne :

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{\Delta \phi}{dx} \right) dv + \int_{\Delta V} S dv = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (3.12)$$

Interprétation : (principe de conservation)

Flux diffusif de Φ sortant de la facette e - Flux diffusif de Φ entrant par la facette w
 = production de Φ dans le CV

Dans le cas général où le coefficient de diffusivité n'est pas constant ses valeurs sur les facettes " w " et " e " du volume de contrôle CV seront exprimées en fonction des valeurs aux points nodaux P, W et E par :

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_E + \Gamma_P}{2} ; \quad \Gamma_w = \frac{\Gamma_P + \Gamma_w}{2} \quad (3.13)$$

Pour simplifier l'exposé nous allons utiliser un maillage uniforme $\Delta X_e = \Delta X_w = \Delta X$ appliquer un schéma centré d'ordre deux pour remplacer les dérivés premières sur les facettes du volume de contrôle.

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta X} \right) \quad (3.14)$$

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta X} \right) \quad (3.15)$$

Généralement le terme source S peut aussi dépendre de la fonction Φ elle-même. Dans une telle situation nous écrivons :

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_P \phi_P \quad (3.16)$$

En substituant les équations (3.13), (3.14), (3.15), (3.16) et (3.17) dans (3.12), nous obtenons :

$$\left(\Gamma_e A_e \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta X} \right) - \left(\Gamma_w A_w \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta X} \right) + (S_u + S_P \phi_P) = 0 \quad (3.17)$$

Et après arrangement :

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + S_u \quad (3.18)$$

$$a_W = \frac{\Gamma_w}{\Delta X} A_w ; \quad a_E = \frac{\Gamma_e}{\Delta X} A_e ; \quad a_P = a_W + a_E - S_P \quad (3.19)$$

3.4. Les différences schéma :

3.4.1. Le schéma aux différences centrées (Central Differencing Scheme, CDS) :

En supposant que le maillage est uniforme, la valeur de ϕ s'écrit :

$$\phi_w = (\phi_w + \phi_p) / 2 \quad (3.20)$$

$$\phi_e = (\phi_p + \phi_E) / 2 \quad (3.21)$$

Et en remplaçant dans l'équation (44), nous obtenons

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (3.22)$$

$$\frac{F_e}{2} (\phi_P + \phi_E) - \frac{F_w}{2} (\phi_W + \phi_P) = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (3.23)$$

Et après arrangement

$$\left[\left(D_w - \frac{F_w}{2} \right) + \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) \right] \phi_P = \left(D_w - \frac{F_w}{2} \right) \phi_W + \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) \phi_E \quad (3.24)$$

$$\left[\left(D_w - \frac{F_w}{2} \right) + \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) + (F_e - F_w) \right] \phi_P = \left(D_w - \frac{F_w}{2} \right) \phi_W + \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) \phi_E \quad (3.25)$$

Ou encore :

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E \quad (3.26)$$

a_P	a_W	a_E
$D_e - \frac{F_e}{2}$	$D_w + \frac{F_w}{2}$	$a_W + a_E + (F_e - F_w)$

Cette forme nous rappelle celle des équations de pure diffusion, avec un léger changement dans l'expression des différents coefficients. La méthode de résolution reste la même que précédemment (Azzi, 2011).

3.4.2. Le schéma aux différences avant (First Order Upwind Differencing Scheme, UDS) :

Pour assurer la troisième propriété citée ci-dessous (la transportivité) le schéma avant attribue à la facette du volume de contrôle la valeur de la variable au centre du volume voisin en amont de la direction de l'écoulement. C'est à dire pour la facette e

la variable aura la valeur du volume P si la direction de l'écoulement est de gauche vers la droite et la valeur du volume E si elle est de droite vers la gauche.

Pour le cas précédent, si $e F$ et $w F$ sont positifs, l'UDS s'écrit :

$$\phi_w = \phi_W \text{ Et } \phi_e = \phi_P \tag{3.27}$$

Et l'équation :

$$F = \rho u \quad \text{Et} \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \tag{3.28}$$

$$F_e \phi_E - F_w \phi_P = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \tag{3.29}$$

Ou

$$[D_w + (D_e - F_e) + (F_e - F_w)] \phi_P = D_w \phi_W + (D_e - F_e) \phi_E \tag{3.30}$$

En résumé :

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E \tag{3.30}$$

$$a_P = a_W + a_E + (F_e - F_w) \tag{3.31}$$

	a_W	a_E
$F_w > 0, F_e > 0$	$D_w + F_w$	D_e
$F_w < 0, F_e < 0$	D_w	$D_e + F_e$

La forme compacte suivante exprime l'UDS en tenant compte des deux directions de l'écoulement

a_W	a_E
$D_w + \max(F_w, 0)$	$D_e + \max(0, F_e)$

3.5) Equations gouvernantes

Dans le cas de l'écoulement bidimensionnel et stationnaire, le système d'équations, relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit

3.5.1) Continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.32)$$

3.5.2) Quantité de mouvement

Suivant x :

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.33)$$

Suivant y :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.34)$$

3.5.3) Conservation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.35)$$

3.5. Conclusion

Les méthodes volumes finis ont plusieurs avantages par rapport aux deux approches différences finies et éléments finis. Les méthodes volumes finis combinent la simplicité des méthodes aux différences finies avec la flexibilité géométrique des méthodes aux éléments finis. La méthode des volumes finis peut être considérée comme une méthode aux différences finies appliquée à la forme différentielle conservative des lois de conservation exprimées dans des géométries irrégulières.

Ainsi cette méthode peut être appliquée en utilisant un maillage non structuré comme la méthode des éléments finis. Aussi, la méthode volumes finis a besoin de moins d'effort informatique que la méthode des éléments finis.

Chapitre 4

Chapitre 4

Résultats et Discussion

4.1. Introduction

La simulation numérique est un moyen performant d'analyse et de compréhension des phénomènes physiques. Cette méthode est, de plus, amenée à prendre une part de plus en plus importante en recherche. En effet, pour décrire correctement le comportement de composants dont la taille ne cesse de décroître, il est de plus en plus nécessaire de faire appel à des modèles microscopiques. Ces modèles ne présentant, en général, pas de solution analytique, la méthode numérique doit être employée. Celle-ci permet, soit d'orienter le choix des approximations dans les approches analytiques, soit d'obtenir des résultats directement comparables à ceux de l'expérience. Il s'agit ici d'un apport de la simulation à la compréhension des effets physiques mis en jeu. Une fois cette compréhension établie, la simulation complète de composant apporte une aide déterminante à la conception de nouveaux dispositifs.

4.2. Résolution numérique

Les résultats de la simulation numérique sont obtenus à l'aide d'un code de calcul dont la réalisation résulte d'études et de recherches portant successivement sur les thèmes suivants :

- La modélisation du problème physique : elle consiste à traduire la physique en un problème mathématique bien pose, complète par des conditions initiales et des conditions aux limites.

- une étape de discrétisation, c'est d'approcher ces opérateurs classiques de l'analyse fonctionnelle par des expressions ne faisant intervenir que des opérations arithmétiques. On notera que cette opération de discrétisation se porte non seulement sur les EDP mais également sur le domaine de calcul discrétisé en un maillage constitué d'un ensemble discret d'éléments géométriques (volumes de contrôle élémentaires). Le résultat de cette discrétisation conduit à un système d'équations algébriques de très grande dimension.

- La troisième étape consiste à résoudre le système à l'aide d'un algorithme approprié.

Ces trois étapes fondamentales sont suivies d'une étape de mise en œuvre des discrétisations et des algorithmes associés dans un code de calcul dont la validation permet, d'une part, de vérifier la pertinence des choix techniques effectués et, d'autre part, de préciser le domaine d'application du logiciel et, par conséquent, des modélisations physiques et numériques sous-jacentes.

Le solveur CFX 16.0 est utilisé pour la résolution de notre problème. Il est pratiqué dans le domaine de la dynamique des fluides CFD (Computational Fluid Dynamics). Il utilise entre autre la méthode des volumes finis (MVF), c'est une méthode semi intégrale qui procède par intégration des équations locales sur un ensemble discret de volumes de contrôle englobant les points de calculs. Cela conduit à des équations discrètes exprimant la conservation exacte de toutes les quantités transportables.

4.3. Présentation du solveur CFX5

Le but de cette section est de présenter une marche à suivre pour effectuer une simulation numérique sur le solveur CFX5 (version 16.0). Ce solveur est conçu pour

les simulations dans le domaine de la dynamique des fluides. On propose ainsi une rapide description des problèmes liés à la définition de la géométrie, à la génération du maillage et à l'initialisation de la solution. Cette section a uniquement pour but de faciliter la mise en œuvre d'une simulation en mettant en évidence quelques aspects pratiques au niveau de l'utilisation des différents logiciels. Le processus pour effectuer une simulation de CFD (Computational Fluid Dynamics) est composé comme suivant (**Figure 4.1**) :

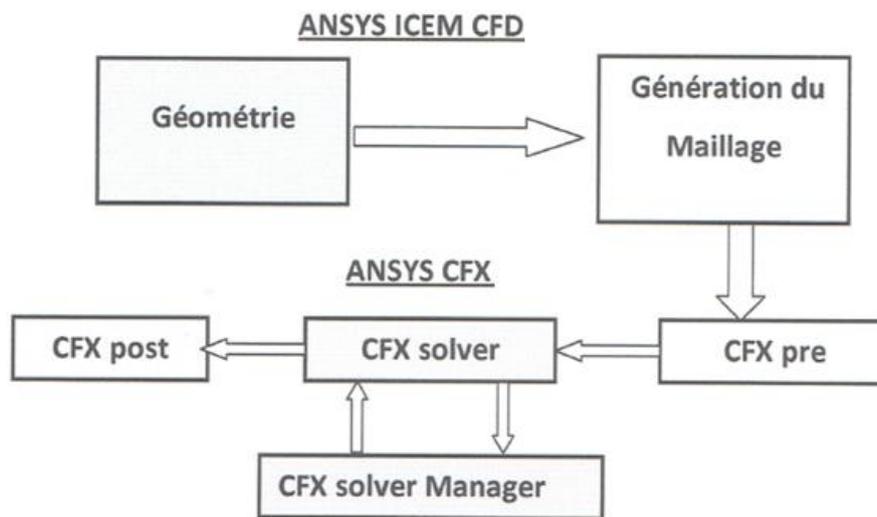


Figure 4.1 : Les modules principaux du CFX 16.0

4.3.1. ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Quand il s'agit de géométries complexes, ICEM CFD peut être couplé avec d'autres logiciels meilleurs pour la réalisation de la géométrie ainsi que le maillage. L'un des avantages de ce logiciel est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD 13.0 utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, le maillage en tétraèdre et en hexaèdre.

Pour la création de la géométrie, et le maillage du domaine de calcul nous avons utilisé un software de haute qualité « ICEM CFD 13.0 » et qui permet d'exporter le maillage généré au CFX-Pre .

4.3.2. CFX Pre

C'est une interface puissante pour la définition du problème (modèle choisit, condition initiale, condition aux limite, propriété du fluide ...etc.) c'est le pré-processing « CFX-pre ».

Il permet d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module CFX-BUILD ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO), générateur de maillage tels que ICEM CFD, GAMBIT. Le CFX-Pre est conçu pour spécifier la nature de l'écoulement (permanent ou transitoire), laminaire ou turbulent, et pour introduire les conditions initiales et aux limites du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur).

4.3.3. CFX Solver

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX-Solver pour un nombre d'itération bien défini et une erreur tolérée.

Un solver de solution (solver manager) qui permet le retour d'information sur la progression de convergence à travers la définition d'exécution et le contrôle, avec des graphes configurés pour l'utilisateur aussi bien que l'affichage du multiple exécution simultanément sur écran.

4.4.4. CFX Post

C'est une interface très puissante pour la représentation des résultats, graphiquement et quantitativement (courbe, ligne de courant, contours ...etc) , c'est le post- processing « CFX -post ». Il permet d'exporter les résultats en différents

formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels que « Origine ou Tecplot ».

Objectif

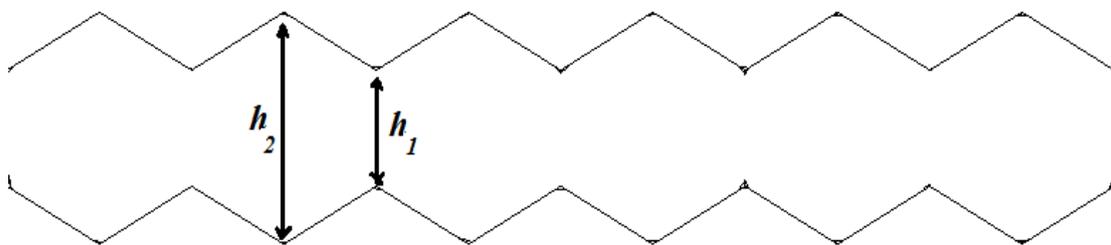
Le présent travail est une modélisation numérique de l'écoulement d'un fluide visqueux et Newtonien à travers une conduite rectangulaire. Ce fluide (chaud) sera refroidi par l'effet de circulation d'un fluide complexe froid (à température très basse) dans une conduite externe enveloppant la conduite principale. Les écoulements des deux fluides sont effectués dans un sens opposé. L'effet des ondulations du canal est mis en évidence.

4.5. Présentation du problème

L'échangeur simulé est une conduite rectangulaire dans laquelle circule un fluide chaud (eau) et le refroidissement se fait à travers les parois. L'influence du design de l'échangeur est mise en évidence, il s'agit de la forme de la paroi. Quatre configurations géométriques sont réalisées comme le représente la **Figure 4.2** La longueur du canal est de 100 mm, alors que la largeur et la hauteur sont égales à 10 mm.



Géo. 1



Géo. 2

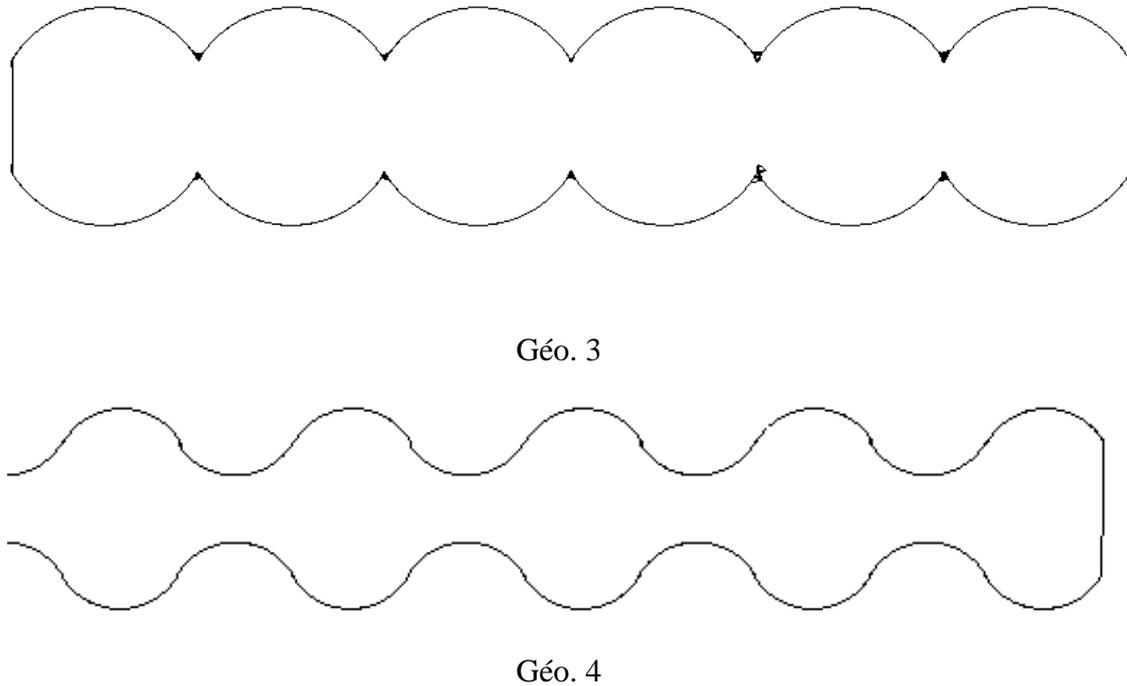


Figure 4.2 : Les différentes Géométrie réalisée

4.6. Hypothèses et considérations du problème

La **Figure 4.3** montre les conditions aux limites du problème (inlet (entrée du fluide), outlet (sortie du fluide)).

- Le processus est stationnaire.
- Le fluide circulant dans l'échangeur est Newtonien et incompressible (eau),
- Le régime d'écoulement est laminaire (nombre de Reynolds varie de 0.1 à 150),
- Le problème est bidimensionnel (les deux cotés de la géométrie sont définis comme étant symétrique),

Les conditions aux limites :

- La température du fluide est $T_f = 70^\circ \text{C}$,
- La température des parois du canal est prise égale à $T_p = -5^\circ \text{C}$,

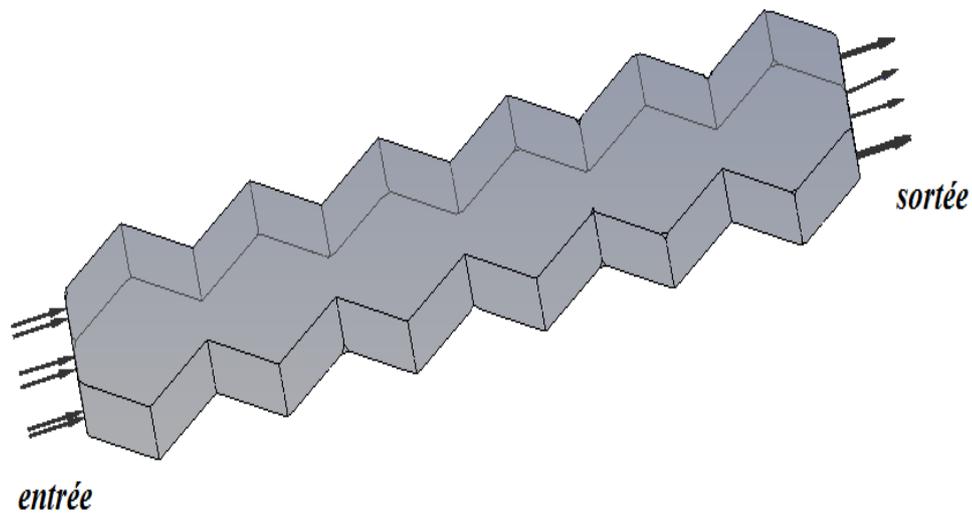


Figure 4.3 : Conditions aux limites

4.7. Etude de maillage

Dans la région proche de la paroi, les effets de la couche limite provoquent un grand gradient de la vitesse, normale à la surface. Numériquement, un maillage efficace dans cette région exige que les éléments aient la hauteur aplatie. Si la forme tétraédrique est utilisée, nous risquons d'avoir des éléments tétraédriques fortement tordus. Le maillage d'ICEM-CFD 16.0 surmonte ce problème en employant des prismes pour créer un maillage fin qui est normale à la paroi, mais parallèle à elle. Ce maillage offre la possibilité de choisir entre deux types de maillage : hexahedral et tetrahedral. Ce dernier a été opté pour discrétiser la géométrie de notre problème (**Figure 4.4**).

Le **Tableau 4.2** montre l'effet du débit d'écoulement (exprimé en nombre de Reynolds) sur le temps de calcul pour différentes géométries (un canal lisse et un canal ondulé). A noter que le nombre de mailles indiqué sur ce tableau représente le maillage optimal obtenu après des tests. Et on rappelle que l'optimisation du maillage se base sur un temps de calcul réduit et avec une bonne précision.

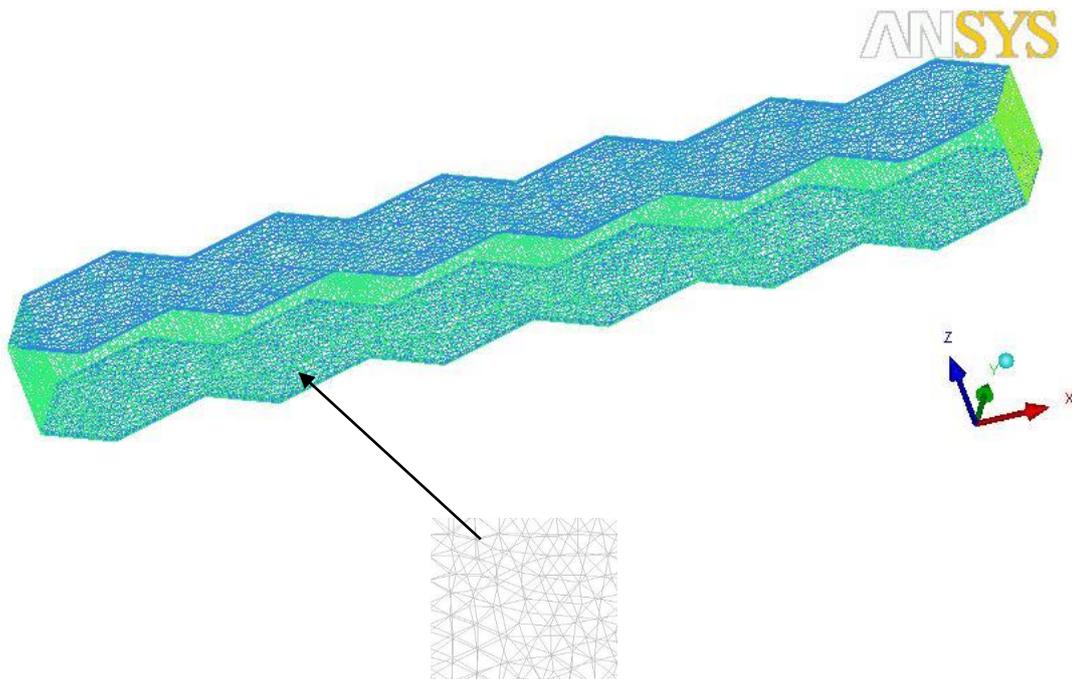


Figure 4.4 : Type de maillage utilisé

Tableau 4.2 : Détails sur les simulations (nombre d'éléments et temps du calcul)

		Nombre des éléments	Temps du calcul [seconde]
$Re = 0.1$	Canal ondulé	2.341 e^2	114364
	Canal lisse	1.756 e^2	82494
$Re = 30$	Canal ondulé	2.146 e^3	114364
	Canal lisse	3.145 e^2	82494
$Re = 70$	Canal ondulé	2.200 e^3	114364
	Canal lisse	4.013 e^2	82494
$Re = 120$	Canal ondulé	1.434 e^3	114364
	Canal lisse	4.153 e^2	82494

4.8. Validation des résultats

Au début, et avant toute investigation, il est nécessaire de vérifier la fiabilité du code de calcul et le bon choix de la méthode numérique et des conditions aux limites. Pour cette fin, on s'est référé au travail expérimental réalisé par **Islamoglu (2008)**. Avec les mêmes conditions opératoires entreprises par cet auteur, les résultats du

nombre de Nusselt sont présentés sur la Figure 4.5 en fonction du nombre de Reynolds. Comme le montre cette figure, la confrontation des deux résultats (numériques et expérimentaux) montre un accord satisfaisant.

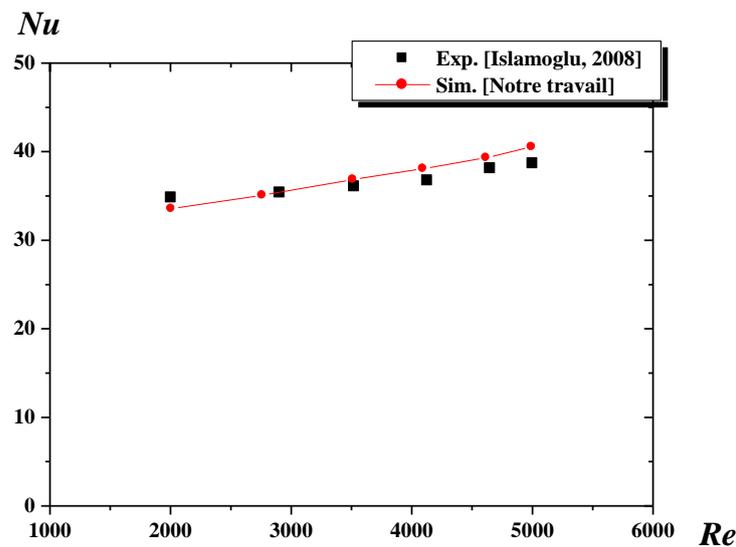


Figure 4.5 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

4.9. Résultats et discussion

4.9.1. Influence d'ondulations

En première étape de notre exploration, on a essayé de montrer l'influence de la présence de ondulations sur la paroi de l'échangeur de chaleur. Une comparaison a été faite entre les performances d'un tube lisse (Géo. 1 sur la **Figure 4.2**) et un autre avec ondulations (Géo. 2 sur la **Figure 4.2**).

Les lignes de courant pour les deux configurations géométriques sont présentées sur la **Figure 4.6**. A noter que, l'écoulement est uniforme sur toute la longueur de l'échangeur dans le cas d'un tube lisse, avec des intensités de vitesse très élevées sur la ligne centrale, et une diminution graduelle jusqu'à atteindre la valeur nulle au contact immédiat sur la paroi.

Par contre et dans le cas de Géo. 2, des zones de recirculations d'écoulement sont marquées derrière les ondulations. Cette turbulence favorise le transfert de chaleur comme le montre la **Figure 4.7**.

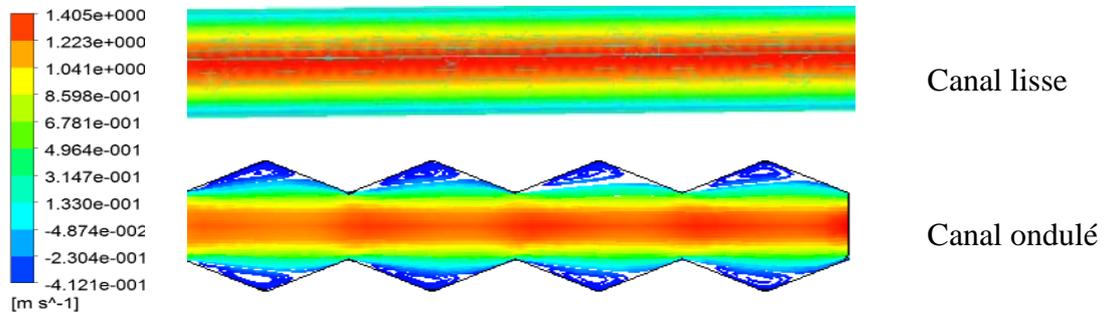


Figure 4.6 : Lignes de courant pour $Re = 70$

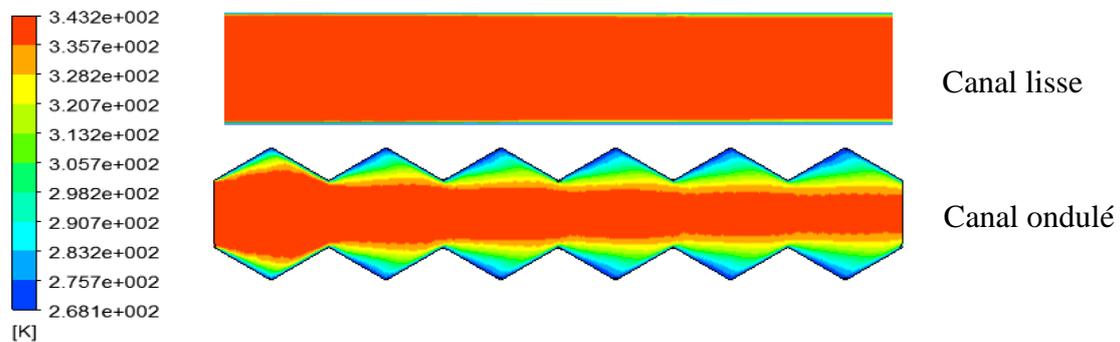


Figure 4.7 : Distribution de température, $Re = 120$

4.9.2. Influence du nombre de Reynolds

Le débit d'écoulement est un paramètre qui peut influencer fortement sur les structures hydrodynamiques et thermiques d'un échangeur. Cette section met en évidence les effets du nombre de Reynolds, tout en variant ce nombre entre 0.1 et 120.

La distribution de vitesse est montrée sur la (**Figure 4.8**) pour trois valeurs du Re (0.1, 30 et 120). À une valeur très faible du Re ($Re = 0.1$), les valeurs les plus accentuées de vitesse sont localisées dans les positions de rétrécissement du canal, et sont une forme de blocs séparés.

Avec l'augmentation du Re , toute la ligne centrale du canal sera marquée par un écoulement intense et uniforme.

Les zones de recirculation commencent à apparaître dès qu'il aura une intensification du débit d'entrée (**Figure 4.9**). Et au fur à mesure avec l'augmentation du Re , la taille de ces vortex devient plus large (**Figure 4.9**). Par conséquent, le frottement entre les molécules du fluide et avec les parois du canal sera plus fort, ce qui donne par la suite plus de perte de charge (**Figure 4.11**).

Sur le plan distribution de température, il paraît que l'augmentation du Re fait diminuer le temps de séjour de la particule du fluide, ce qui nécessite une longueur plus grande pour atteindre le refroidissement souhaité (**Figure 4.10**).

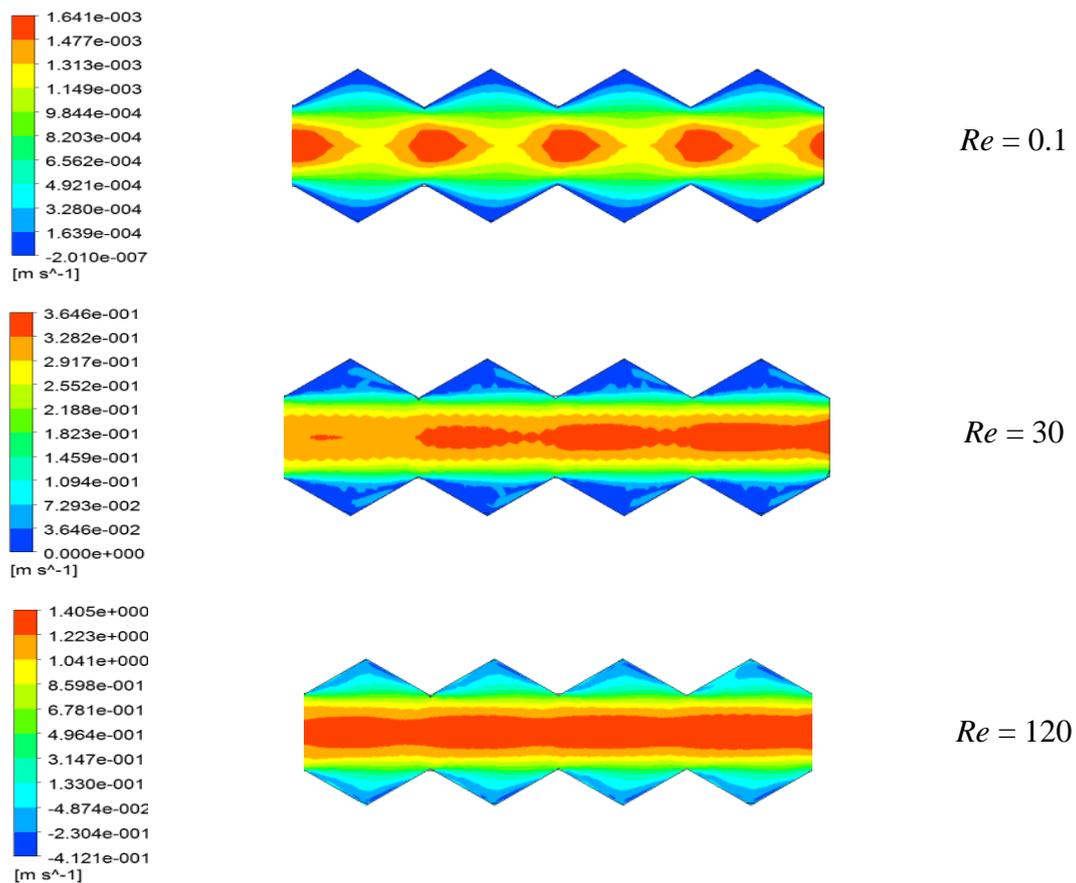


Figure 4.8 : Distribution de vitesse pour différentes valeurs du Re

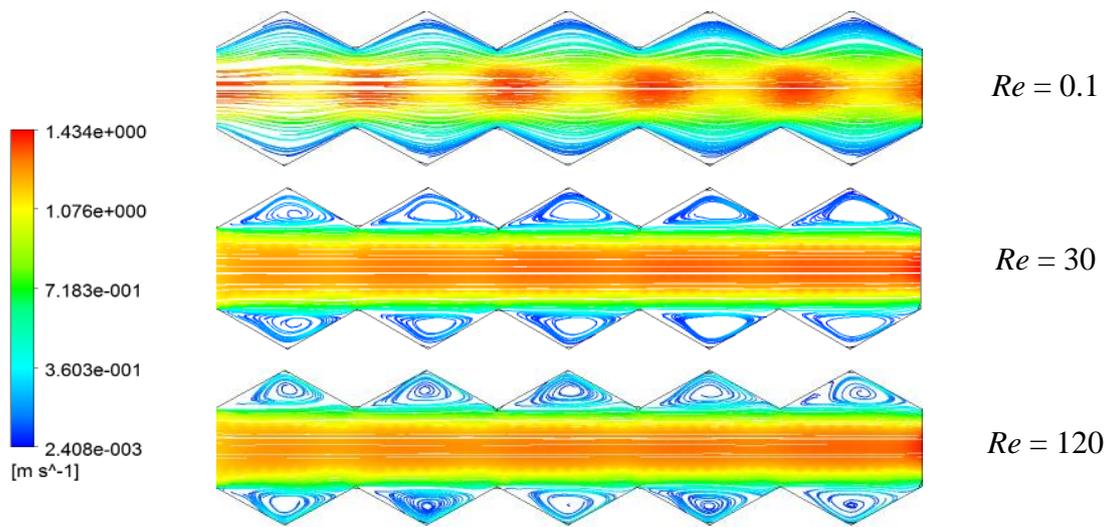


Figure 4.9 : Lignes de courant pour différentes valeurs du Re

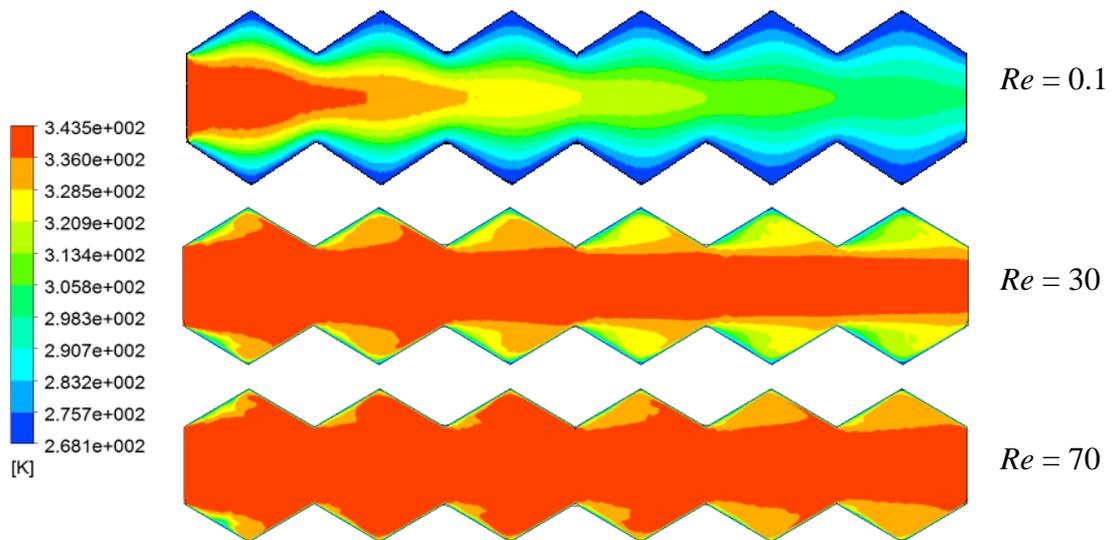


Figure 4.10 : Distribution de température pour différentes valeurs du Re

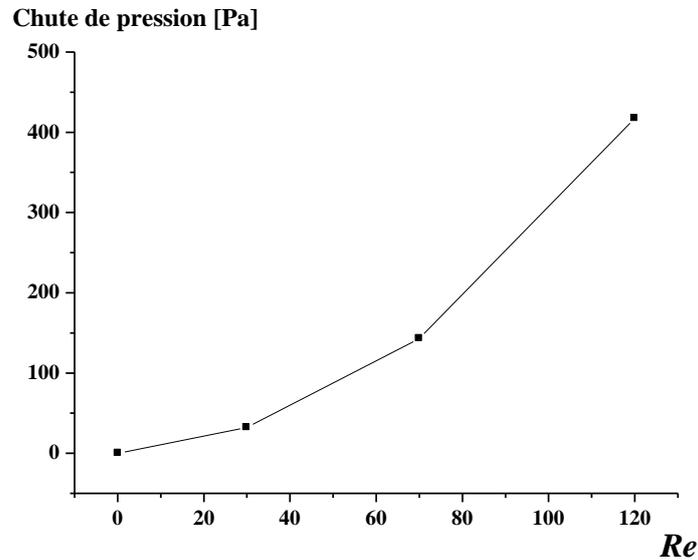


Figure 4.11 : Influence de nombre de Reynolds sur les pertes de charge, canal ondulé ($h_1/h_2 = 0.50$)

4.9.3. Influence de rétrécissement

Puisque la forme ondulée a prouvé sa supériorité en termes d'efficacité thermique, on explore dans cette section l'effet de rétrécissement exprimée en hauteur (h_1/h_2). Trois valeurs de ce paramètre sont choisies et qui sont $h_1/h_2 = 0.25$, 0.50 et 0.75 , respectivement.

Les résultats obtenus à ce propos, montre un type de blocage de l'écoulement avec l'augmentation excessive du rétrécissement (cas du $h_1/h_2 = 0.75$) (**Figure 4.12**). La taille de la zone de recirculation s'agrandit avec l'augmentation du rétrécissement (**Figure 4.13**) ce qui résulte plus de pertes de charge (**Figure 4.14**).

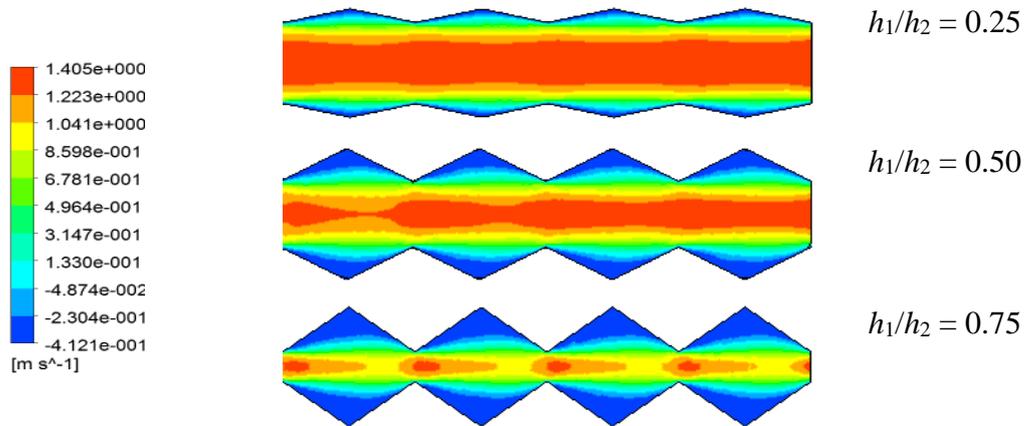


Figure 4.12 : Distribution de vitesse pour $Re = 2$

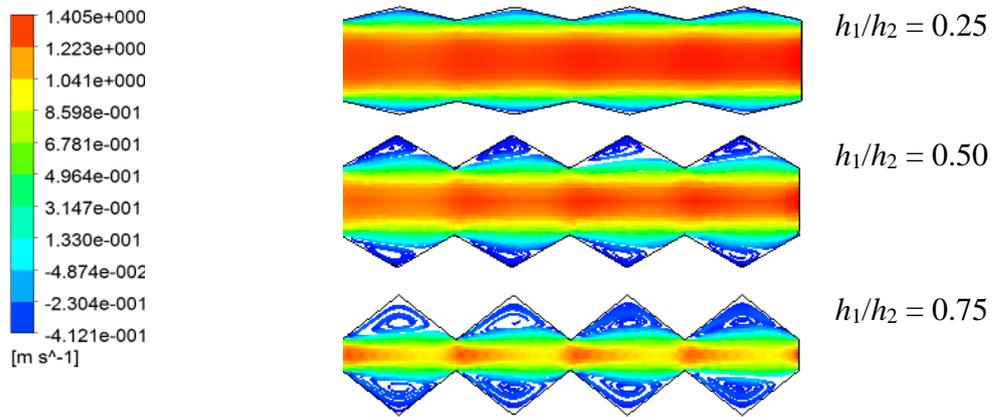


Figure 4.13 : Lignes de courant pour $Re = 2$

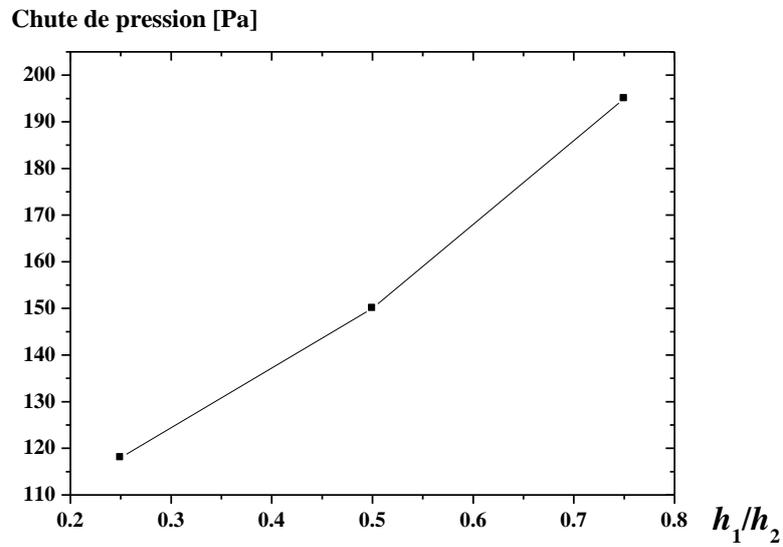


Figure 4.14 : Pertes de charges pour différentes hauteurs de rétrécissement (h_1/h_2),
 $Re = 70$

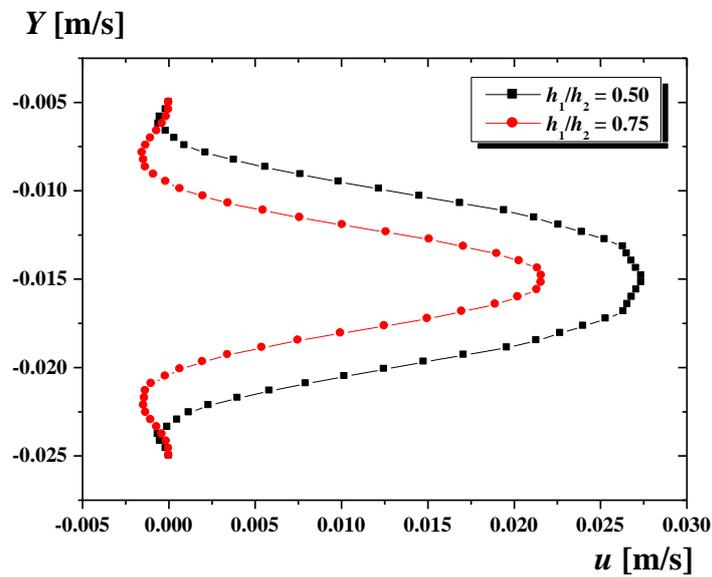


Figure 4.15 : Distribution de la vitesse axiale (u) en fonction de la hauteur du canal,
 $x/L = 0.5, Re = 2$

La **Figure 4.15** présente la variation de vitesse u en fonction de la hauteur du canal pour différentes valeurs du h_1/h_2 . On remarque que l'augmentation du rétrécissement fait diminuer la vitesse (un type de blocage de l'écoulement dans cette région).

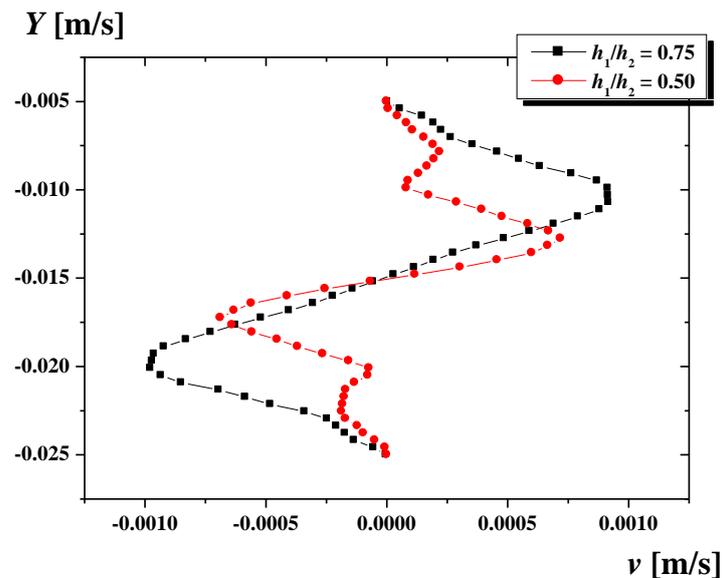


Figure 4.16 : Distribution de vitesse v en fonction de la hauteur du canal, $x/L = 0.5$,
 $Re = 2$

Pour différentes valeurs du h_1/h_2 , la **Figure 4.16** montre la variation de la vitesse v en fonction de la hauteur du canal. Les valeurs négatives de vitesse indiquent l'existence d'une recirculation de l'écoulement. Comme clairement illustré, l'augmentation du rétrécissement fait intensifier la recirculation et la turbulence de l'écoulement. Ce qui va améliorer efficacement le transfert de chaleur (**Figures 4.17 et 4.18**).

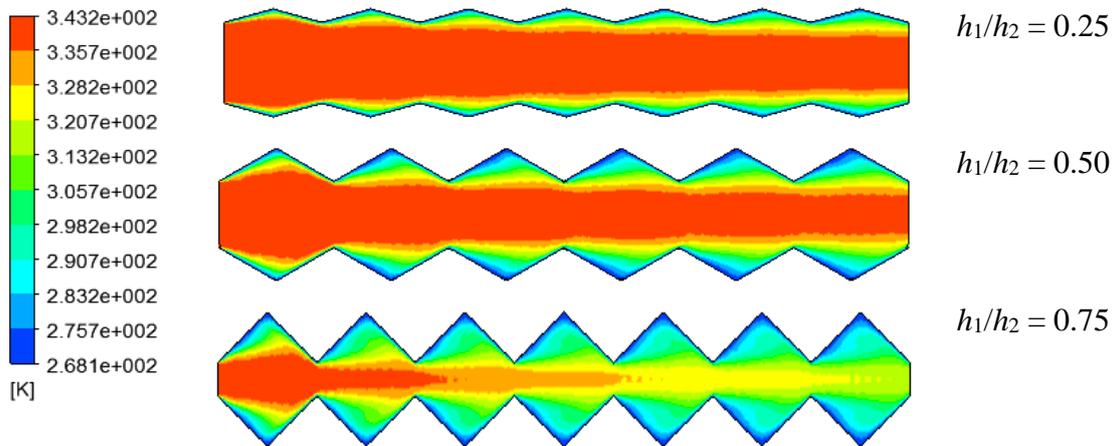


Figure 4.17 : Distribution de température pour $Re = 30$

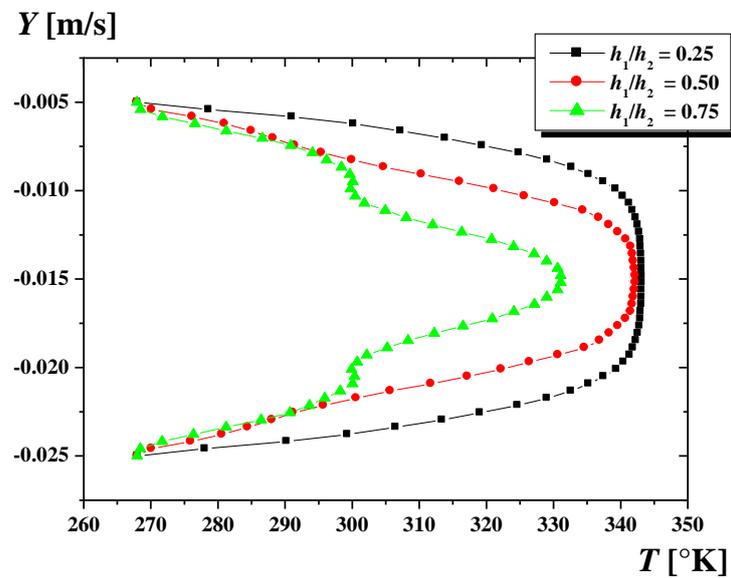


Figure 4.18 : Distribution de température en fonction de la hauteur du canal,
 $x/L = 0.5, Re = 2$

4.9.4. Autre design

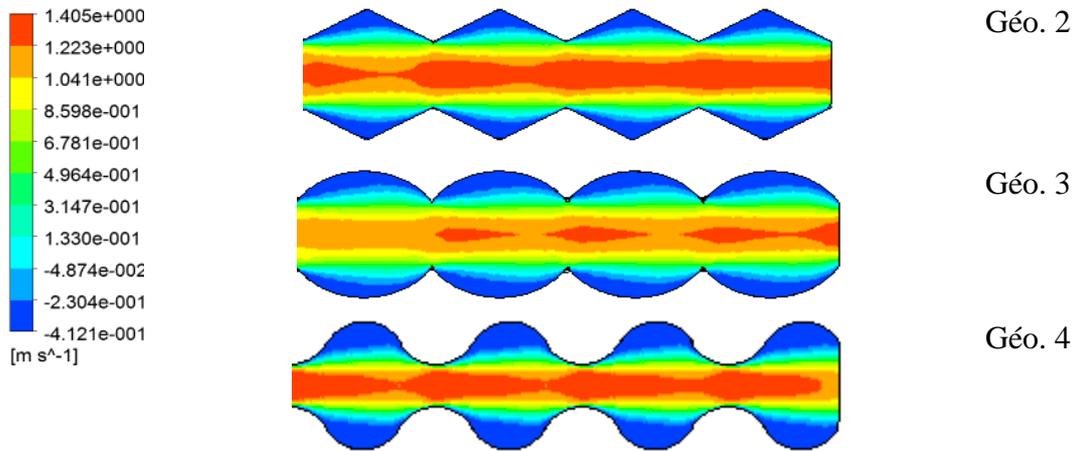


Figure 4.19 : Distribution de vitesse pour $Re = 2$

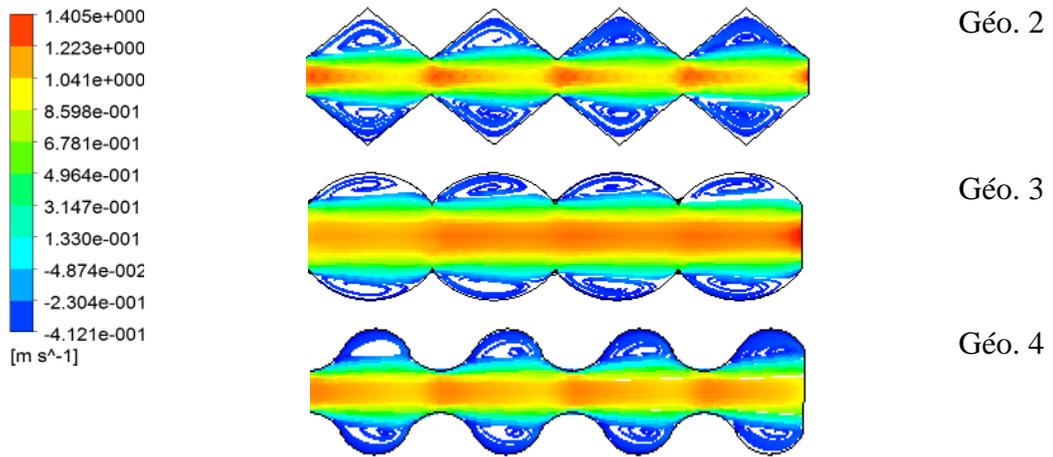


Figure 4.20 : Lignes de courant pour $Re = 2$

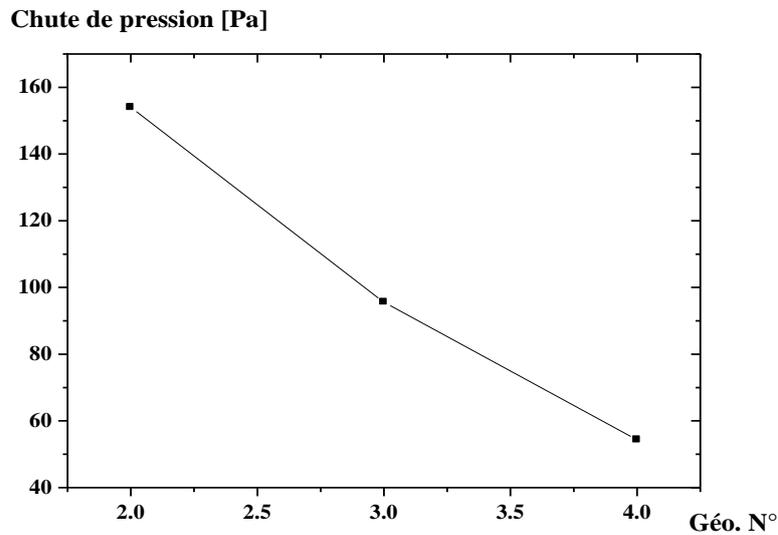


Figure 4.21 : Perte de charge pour $Re = 90$

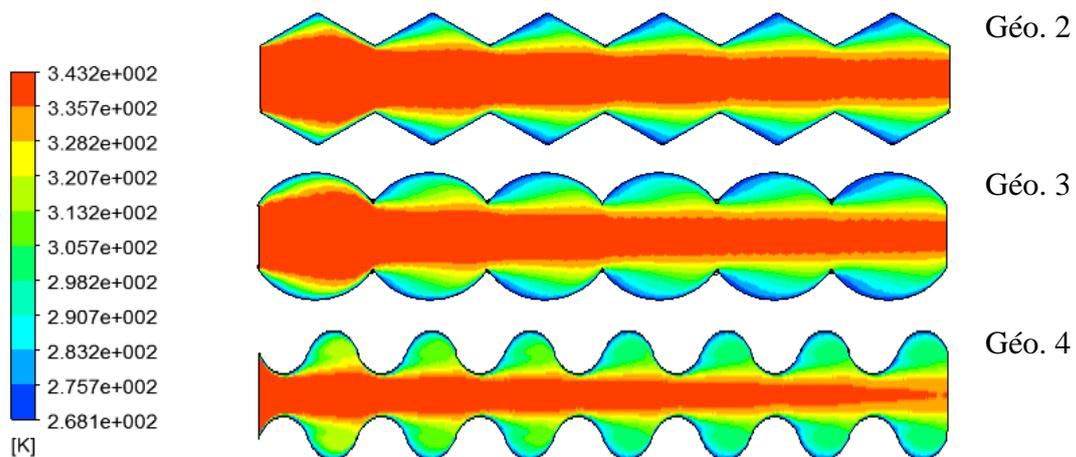


Figure 4.22 : Distribution de température pour $Re = 30$

Dans cette section, une tentative a été entamée pour améliorer l'efficacité d'un échangeur à paroi ondulée. Il s'agit de la forme des ondulations, trois cas ont été considérés : Géo. 2, 3 et 4 sur la **Figure 4.2**.

Les différents résultats de simulation sont présentés sur la **Figure 4.19** (Contours de vitesse), sur la **Figure 4.20** (Lignes de courant), **Figure 4.21** ((Pertes de charge) et **Figure 4.22** (distribution de température).

L'analyse de ces résultats montre l'avantage de la forme ondulée avec courbure (Géo. 4) par rapport aux ondulations à angle vif (Géo. 2), en termes d'amélioration du transfert de chaleur et de réduction des pertes de charge.

Conclusion

La caractérisation hydrodynamique et thermique d'un échangeur de chaleur a été réalisée par voie de simulations numériques. L'Outil numérique ICEM CFD a été choisit pour créer la géométrie du problème et discrétiser le domaine de calcul. Le code de calcul CFX a été entrepris pour faire les calculs nécessaires.

Notre investigation a été basée sur l'influence de deux paramètres : débit d'écoulement (exprimé en nombre de Reynolds) et design de l'échangeur. Ce dernier paramètre concerne la forme de la paroi, et quatre configurations géométriques ont été réalisées à ce propos et qui sont :

- un tube lisse (Géo. 1)
- un canal à paroi ondulée
 - des ondulations avec un angle vif (Géo. 2),
 - des ondulations sous forme d'un demi-cercle (Géo. 3),
 - des ondulations avec courbures (Géo. 4).

Les résultats de simulation montrent la supériorité des performances d'un échangeur à paroi ondulée par rapport à celles d'un échangeur à paroi lisse. Ces ondulations qui provoquent plus de turbulence et interaction entre les molécules du fluide.

L'augmentation du rétrécissement des ondulations peut améliorer le refroidissement du fluide, et ce, à travers un type de blocage de l'écoulement dans cette zone.

L'augmentation du débit d'écoulement fait diminuer le temps de séjour des particules du fluide, ce qui nécessite une longueur plus grande avant d'atteindre le refroidissement souhaité.

Plus de pertes de charges sont obtenues avec l'augmentation du Re et le rapport du rétrécissement.

La forme ondulée avec courbure semble comme meilleure configuration en termes de réduction de pertes de charge et d'amélioration du transfert de chaleur.

Références Bibliographiques

- Azevedo I., Lebouche M., Devienne R. Laminar cooling of pseudoplastic fluids flowing through cylindrical horizontal pipes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16 (1995) 125-130.
- Azzi A. Méthode numérique appliquées aux calculs des écoulements et du transfert de chaleur. Support de cours, USTO-MB (2011) p 31-46.
- Boualit H., Zeraibi N. Problème de Graetz generalisé pour un fluide a seuil de contrainte (fluide plastique de Bingham) (a-flux imposé), proceeding CFM2005, Article 989.
- Boualit H., Zeraibi N. Problème de Graetz generalisé pour un fluide à seuil de contrainte (fluide plastique de Bingham) (a-température imposée), proceeding CFM2007, Article 440.
- Bourret B. Les échangeurs de chaleur. INSA Toulouse, (2013) p3-11.
- Faghri M., Asako Y. Numerical determination of heat transfer and pressure drop characteristics for a converging–diverging flow channel. *Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer* 109 (1987) 606–612.
- Grandjean B. Transfert de chaleur. (2013) p 9-10.
- Grijspeerdt K., Hazarika B., Vucinic D. Applications of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing. *Journal of Food Engineering* 57 (2003) 237–242.
- Gueraoui K. Analyse numérique, Méthode des volumes finis. (2010) p 02.

- Islamoglu Y. Effect of rounding of protruding edge on convection heat transfer in a converging–diverging channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 643–647.
- Jannot Y. *Les échangeurs de chaleur*. (2016) p 07.
- Kumar R., Chauhan R., Sethi M., Kumar A. Experimental investigation on overall thermal performance of fluid flow in a rectangular channel with discrete v-pattern baffle. *Experimental Thermal and Fluid Science* 81 (2017) 56–75.
- Marty. Ph. *Mécanique des fluides*. (2013) p11-13.
- Minvielle Z. *Echangeur de chaleur-description*. (2014) p2-26.
- Natarajan S. Mokhtarzadeh-Dehghan M.R. A numerical and experimental study of periodic flow in a model of a corrugated vessel with application to stented arteries. *Medical Engineering & Physics* 22 (2000) 555–566.
- Niceno B., Nobile E. Numerical analysis of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22 (2001) 156–167.
- Nishimura T., Ohori Y., Kawamura Y. Flow characteristics in a channel with symmetric wall for steady flow. *Journal of Chemical Engineering of Japan* 17 (1984) 466–471.
- Quaresma J. N., Macêdo E. N. Integral transform solution for the forced convection of Herschel-Bulkley fluids in circular tubes and parallel-plates ducts. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 15 (1998) n°1.
- Sahel D., Ameer H., Benzeguir R., Kamla Y. A numerical study of fluid flow and heat transfer over a fin and flat tube heat exchangers with complex vortex generators. *The European Physical Journal Applied Physics*, 2017.
- Sahel D., Ameer H., Benzeguir R., Kamla Y. Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles. *Applied Thermal Engineering*, 101 (2016) 156-164.
- Snyder B., Li K.T., Wirtz R.A. Heat transfer enhancement in serpentine channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35 (1993) 2965–2976.

- Sparrow E.M., Hossfeld L.M. Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 27 (1984) 1715–1723.
- Sparrow E.M., Prata A.T. Numerical solutions for laminar flow and heat transfer in a periodically converging–diverging tube with experimental confirmation. *Numerical Heat Transfer* 6 (1983) 441–461.
- Stone K., Vanka S.P. Numerical study of developing flow and heat transfer in a wavy passage. *Transaction of the ASME Journal of Fluids Engineering* 121 (1999) 713–719.
- Stoukov A. *Introduction a la mécanique des fluides numérique*. (2006) p09.
- Taymaz I., Koc I., Islamoglu Y. Experimental study on forced convection heat transfer characteristics in a converging diverging heat exchanger channel. *Heat and Mass Transfer* 64 (2008) 251-262.
- Vradis G., Dougher J., Kumar S. Entrance pipe flow and heat transfer for a Bingham plastic. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36 (2000) 543-552.
- Wang C.-C., Chen C.-K. Forced convection in a wavy-wall channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 2587–2595.
- Wang G., Vanka P. Convective heat transfer in periodic wavy passages. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38 (1995) 3219–3230.
- Yuan Z., Tao W., Wang Q. Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream-wise-periodic rod disturbances. *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 28 (1998) 1371–1388.