

People's Democratic Republic of Algeria
Ministry of Higher Education and Scientific Research
Mohamed Boudiaf University of M'sila
Faculty of Technology

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة المسيلة
كلية التكنولوجيا



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

ABIR AMROUNE

Thème

Etude numérique des performances thermique et hydrodynamique d'un écoulement dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
BERKECHE Amar	MCB	Président
BAKHTI FATIMA ZOHRA	MCA	Encadreur
HEBBICHE Noureddine Anwar	MAA	Examineur

Année Universitaire : 2021 / 2022

N° d'ordre : GM/...../2020

Remerciements

Louange à « الله » **ALLAH** qui nous a éclairé le chemin de la connaissance et nous a aidé à l'accomplissement de ce devoir.

Je tiens également à remercier ma superviseure, Mme **Bakhti Fatima Zahra**, qui nous a apporté son soutien indéfectible, son assistance et surtout sa patience et sa gentillesse. J'adresse également mes remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de cet ouvrage, qu'ils trouvent ici notre profond respect et notre profonde gratitude.

Enfin, je remercie tous les dirigeants du Collège de technologie, en particulier le Département de génie mécanique, et tous les professeurs distingués.

Dédicace

Loué soit Dieu, par la grâce duquel les bonnes œuvres sont faites et accorde-moi le succès.

J'offre cet humble travail auquel les mots ne peuvent rendre justice :

À ma mère :

La bien-aimée de mon cœur, qui a consacré sa vie et ses efforts à mes études et à mon éducation, tous mes remerciements et ma gratitude pour m'avoir élevé et poussé vers le succès et ne pas abandonner.

A mes sœurs et mon frère :

Qui ont toujours été mes supporteurs et supporteurs tout le temps.

A mes amis :

ABLA BOUKHADAM, HAMZA AHMED, CHAIMA GUETTOUCHE, TETTAHI NEDHIRO pour leur confiance en moi, leur soutien et leur travail ensemble pendant cinq ans jusqu'à l'année dernière.

A mon vertueux professeur :

Bakhti Fatima al-Zahra, qui supervise mon travail, me guide et m'enseigne, et m'enseigne toutes les informations sans ennui

Sommaire

<i>Remerciements</i>	2
<i>Dédicace</i>	3
Sommaire	4
Liste des figures.....	7
Liste des tableaux	9
Introduction Générale	13
Chapitre I : Recherche Bibliographique	16
I-1 Introduction:	16
I-2 Le transfert de chaleur :	16
I-2-1 Définition:	16
I-2-2 Les modes de transfert de chaleur :	17
I-2-3 Les nombres adimensionnels :	19
I-3 Les échangeurs de chaleur :	21
I-3-1 Définition :	21
I-3-2 Critères de classement des échangeurs thermiques.	21
I-3-3 Principaux types d'échangeur de chaleur	22
I-3-4 Intensification des échanges thermiques :	26
I-3-5 Calcul de l'échangeur de chaleur à double tube :	28
I- 4 Conclusion :	36
Chapitre II: Formulation Mathématique:	38
II -1 Introduction:	38
II -2 Les géométries du problème étudié:	38
II -3 Equations gouvernantes :	40
II - 3-1 Equation de continuité:	40
II - 3-2 Equation de quantité de mouvement:	40
II - 3-3 Equation d'énergie:	40
II -4 Hypothèses simplificatrices :	41
II -5 Equations du problème :	41
II -6 Les conditions aux limites:	42
II -7 Calcul des grandeurs hydrodynamique et thermique:	42
II - 7- 1 Nombre de Reynolds:	42
II - 7- 2 Coefficient d'échange convectif h :	43

II - 7- 3 Nombre de Nusselt:	43
II - 7- 4 Coefficient du frottement:	43
II - 7- 5 Puissance de pompage:	43
II -8 Conclusion:	44
Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique	46
III-1 Introduction:	46
III-2 Présentation des logiciels Gambit Fluent:	46
III -2-1 Préprocesseur Gambit:	46
III -2-2 Code Fluent:.....	47
III -2-3 Les avantages de Fluent :.....	47
III-3 Etapes principales de simulation:	47
III-4 Notice d'utilisation de Gambit:	48
III 4-1 Lancements du Gambit :.....	48
III-4-2 Conception de la géométrie :	48
III-4-3 Procédures de simulation sous Fluent :	56
III-5 Conclusion.....	63
Chapitre IV : Résultats et Discussions.....	65
IV-1 Introduction:	65
IV-2 Les paramètres utilisés :	65
IV-3 Effet de maillage :	65
IV-4 Contours de températures :	67
IV-5 Vecteurs de vitesse :	70
IV-6 les lignes de courant :	77
IV-7 Variation du nombre de Nusselt en fonction de nombre du Reynolds :.....	80
IV- 8 Coefficient du frottement:	81
IV- 9 Puissance de pompage:	82
IV-10 Conclusion	85
Conclusion Générale.....	85
Références bibliographiques	87

Liste des figures

Chapitre I : Recherche Bibliographique

Figure I.1. Schéma du transfert de chaleur conductif	16
Figure I.2. Schéma du transfert de chaleur convectif.....	18
Figure I.3. Schéma du transfert de chaleur radiatif	18
Figure I.4. Divers types d'échangeurs tubulaires.....	22
Figure I.5. Echangeur de chaleur à double tube à configuration Co-courant et à contre –courant.	23
Figure I.6. Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire.....	24
Figure I.7. Echangeurs à plaques.....	24
Figure.1.8. Représentation schématique du quadripôle représentant un échangeur de chaleur.....	27
Figure I.9. Echangeur de chaleur avec écoulements Co-courant	29
Figure I.10. Echangeur de chaleur avec écoulements contre-courant	30
Figure I.11. Température de part et d'autre d'une paroi d'échange	32

Chapitre II: Formulation Mathématique:

Figure II.1 La configuration étudiée et les conditions aux limites.....	38
Figure II.2 Les différents types de configurations étudiées.....	38

Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique

Figure III.1: vue globale de Gambit.....	47
Figure III.2 : les opérations pour construire une géométrie.....	48
Figure III.3 : création d'un rectangle.....	48
Figure III.4: création d'un volume.....	49
Figure III.5 : création d'une droite	49
Figure III.6 : torsion du volume suivant la droite	50
Figure III.7 : une copie du volume torsadé.....	50
Figure III.8 : des copies du volume torsadé	51
Figure III.9 : création du cylindre	51
Figure III.10 : soustraction des volumes	52
Figure III.11 : maillage des lignes.....	52
Figure III.12 : maillage des surfaces et des volumes	53
Figure III.13: les conditions aux limites	53
Figure III.14: les zones fluide et solide.....	54
Figure III.15: exportation du maillage.....	54

Figure III.16:démarrage de fluent.....	55
Figure III.17:importation de la géométrie	55
Figure III.18 : vérification du maillage sous fluent.....	56
Figure III.19 : lissage du maillage.....	56
Figure III.20 : définition du modèle.....	57
Figure III.21 : Définition équation d'énergie.....	57
Figure III.22: définition des propriétés des matériaux	58
Figure III.23 : conditions aux limites.....	58
Figure III.24: choix de la solution.....	59
Figure III.25 : Initialiser les variables de champ.....	59
Figure III.26 : Activer le tracé des résidus lors du calcul	60
Figure III.27 : définition du nombre d'itérations	60
Figure III.28 : Calcul de la température T_w de tube.....	61
Figure III.29 : Calcul de la température moyenne.....	61
Figure III.29 : Calcul de la température de sortie.....	62

Chapitre IV : Résultats et Discussions

Figure IV.1 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de nœuds de maillage pour les quatres configuration étudiées, $Re = 1000$	65
Figure IV.2 les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=6$, pour $Re=1000$	66
Figure IV.3 les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=8$, pour $Re=1000$	67
Figure IV.4: les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=12$, pour $Re=1000$...	67
Figure IV.5 : les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=24$, pour $Re=1000$...	68
Figure IV.6: les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=6$, pour $Re=2000$	68
Figure IV.7: les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=8$, pour $Re=2000$	69
Figure IV.8: les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=12$, pour $Re=2000$	69
Figure IV.9: les contours de la température dans le tube a ruban torsadé $n=24$, pour $Re=2000$	70
Figure IV.10 les vecteurs vitesses dans le tube a ruban torsadé $n=6$, pour $Re =1000$	71
Figure IV.11 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=8$, pour $Re =1000$	71
Figure IV.12 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=12$, pour $Re =1000$	72
Figure IV.13 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=24$, pour $Re =1000$	72
Figure IV.14 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=6$, pour $Re =2000$	73
Figure IV.15 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=8$, pour $Re =2000$	73
Figure IV.16 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=12$ pour $Re =2000$	74
Figure IV.17 les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=24$ pour $Re=2000$	74

Figure IV.18 lignes de courant dans le tube a ruban torsadé $n=6$, pour $Re =1000$	75
Figure IV.19 lignes de courant dans le tube a ruban torsadé $n=8$, pour $Re =1000$	76
Figure IV.20 lignes de courant dans le tube a ruban torsadé $n=12$, pour $Re =1000$	76
Figure IV.21 : variation du Nu en fonction de Re du rubane torsadé pour $n= 6,n=8, n=12,n=24$	80
Figure IV.22 Variation du coefficient du frottement en fonction du nombre de Reynolds pour different valeurs du nombre de pas n	81
Figure IV.23 Variation de la puissance de pompage en fonction du nombre de Reynolds pour different valeurs du nombre de pas n	82

Listes des tableaux

Tableau I.1 Les valeurs des résistances d'encrassement.....	34
Tableau II.1 : Les dimensions de la géométrie.....	37
Tableau IV.1 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de nœuds de maillage pour $Re = 1000$	66

Nomenclature

Symboles Latins :

A	surface d'échange thermique (m^2).
a	la diffusivité du matériau m^2/s
c	la capacité calorifique $J/kg.K$
\dot{C}_1, \dot{C}_2	Débits de capacité thermique.($J/s.K$)
C_p	Capacité calorifique massique à pression constante. $J/kg.K$
C_{p1}, C_{p2}	Capacités thermiques massiques $J/kg.K$
d_h	le diamètre hydraulique (m)
g	accélération de la pesanteur (m/s^2)
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^{-2} °C^{-1}$)
h_m	Coefficient de convection moyen ($W/ m^2 K$).
K	Coefficient d'échange global($W m^{-2} °C^{-1}$)
k	La conductivité thermique. ($W m^{-1} °C^{-1}$)
k_f	Conductivité thermique du fluide ($W m^{-1} °C^{-1}$)
L	Une longueur caractéristique (m)
l_p	la longueur caractéristique (m)
\dot{m}	Débit massique (kg/s).
Pr	le nombre de Prandtl
q	La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).(W/m^3)
Re	le nombre de Reynolds
S	Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)
T_p	Température de surface du solide (K).
\bar{T}_{out}	Température moyenne de sortie (K).
\bar{T}_0	Température d'entrée (K).
\bar{T}_w	Température moyenne de la surface d'échange.
\bar{T}_m	Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique.
u	la vitesse moyenne du fluide (m/s)
x	Variable d'espace dans la direction du flux (m)

Symboles Grecs :

β	coefficient de dilatation thermique	(1/K)
λ	Conductivité thermique du milieu	(W m ⁻¹ °C ⁻¹)
σ	Constante de Stefan	(=5,67.10 ⁻⁸ W m ⁻² K ⁻⁴)
ρ	La masse volumique	(kg/m ³)
φ	Flux de chaleur transmis par conduction	(W)
Φ	La dissipation visqueuse.	
μ	La viscosité dynamique	kg/m.s
ν	La viscosité cinématique	m ² /s
ε_p	Facteur d'émission de la surface	
ΔT	différence de température	(K)

Introduction Générale

Introduction Générale

Au cours des dernières décennies, l'utilisation de l'énergie a augmenté en raison de l'accroissement de la population, de l'industrialisation et de l'urbanisation, par conséquent, les chercheurs ont été engagés pour développer des stratégies d'économie d'énergie ainsi que de nouvelles sources d'énergie. Classiquement, l'énergie est produite au moyen de combustibles fossiles tels que le charbon, le pétrole, le gaz naturel et le nucléaire, ...etc. Ces combustibles sont épuisables par nature et ont un effet néfaste sur l'environnement. Bien que, les chercheurs ont essayé de minimiser l'effet de l'émission de ces combustibles fossiles sur l'environnement.

Afin de minimiser la consommation d'énergie, un système thermique compact et efficace est également conçu et développé. Échangeurs de chaleur est l'un des systèmes thermiques les plus utilisables, qui sont utilisés à des nécessités domestiques, industrielles et commerciales. Quelques exemples d'échangeur de chaleur incluent la condensation et l'évaporation dans la réfrigération, le refroidissement dans la centrale, le radiateur dans les voitures, le traitement de produit chimique, chauffe air solaire, récupération de chaleur résiduelle, cogénération, production de la vapeur et industries pharmaceutiques... etc.

Améliorer le transfert convectif dans les dispositifs de chauffage ou de refroidissement industriels revient à intensifier l'échange thermique entre un fluide caloporteur et une surface chaude. Différentes approches existent dans la littérature :

- l'utilisation du fluide caloporteur offrant les propriétés thermophysiques les plus avantageuses (grande conductivité thermique, capacité massique ou chaleur latente).

- l'augmentation du débit de circulation de telle sorte à se mettre dans un régime à haut coefficient de transfert convectif.

- l'extension de la surface d'échange fluide-paroi.

- Des dispositifs supplémentaires incorporés dans un tube simple (rubans torsadés, bobines de fil.etc...).

- Des techniques de tube non lisse telles que la modification de la surface d'un tube lisse (tubes renforcés et tube avec fossette) ou fabrication de géométries de tubes spéciales (tubes à ailettes).

L'inconvénient de certaines techniques d'intensification est l'augmentation des pertes hydrauliques dans le circuit de refroidissement notamment pour les techniques faisant intervenir des obstacles tels que les ailettes et les turbulateurs.

Dans des applications telles que l'industrie pétrochimique où des codes de spécifications sont requis, des dispositifs d'insertion peuvent être utilisés car ils ne modifient pas les propriétés mécaniques des tubes lisse. Ils peuvent être utilisés lorsqu'il est nécessaire d'augmenter le taux de transfert de chaleur

d'un échangeur de chaleur existant: il n'est pas nécessaire de remplacer le faisceau de tubes et ils peuvent être installés lors d'un arrêt de routine de maintenance.

Le but principal dans le calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert thermique et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les coûts d'investissement.

C'est dans ce contexte que nous avons mené notre étude intitulée :

Etude numérique des performances thermique et hydrodynamique dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé.

Pour atteindre nos objectifs, ce mémoire a été divisé en quatre chapitres :

- ❖ Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique sur les trois modes de transfert de chaleur ainsi que des notions de base sur les échangeurs de chaleur.
- ❖ Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique du problème étudié, en présentant les configurations étudiées, suivi des équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie couplées aux conditions aux limites imposées.
- ❖ Le troisième chapitre est réservé à la procédure de simulation numérique en utilisant le logiciel GAMBIT pour la conception et le maillage de la géométrie et le code FLUENT pour la simulation numérique.
- ❖ Dans le quatrième chapitre, on présente d'abord une étude sur l'influence du maillage sur les résultats, suivie par de nombreux résultats de simulations numériques ainsi que leur interprétation, mettant en évidence le comportement thermique et dynamique du système étudié.
- ❖ Enfin nous terminons par une conclusion générale qui résume tous les résultats obtenus par simulation numérique.

Chapitre I : Recherche Bibliographique

Chapitre I : Recherche Bibliographique

I-1 Introduction:

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Lorsque la température d'un corps diffère de celle de son environnement, il se produit spontanément entre eux des échanges d'énergie thermique (en abrégé, échanges thermiques) ceux-ci tendent à établir un équilibre tel que le ou les corps les plus chauds se refroidissent et les plus froids se réchauffent. L'expérience montre que deux corps isolés de l'ambiance et à température différentes échangent une énergie sous forme de chaleur jusqu'à la disparition complète de leur différence de température.

Cet échange peut se faire de trois façons différentes : Par conduction, par convection, par rayonnement. Il faut ajouter que, dans la pratique, il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode; le plus souvent, deux sinon trois modes entrent en jeu. En réalité tout échange thermique s'effectue simultanément sous ces trois formes mais, généralement, l'une d'elles est prédominante et les autres peuvent être négligées. Le transfert thermique est encore effectué très efficacement en tirant parti de changement d'état d'un fluide bien choisi: l'évaporation, la liquéfaction et la condensation, etc....

I-2 Le transfert de chaleur :

I-2-1 Définition:

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'il existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu qui les sépare [1]. Les principes d'étude du transfert de chaleur se basent sur la quantité de chaleur et la différence de température définies par la thermodynamique. Toutefois, la thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. Ainsi, elle s'intéresse aux états d'équilibre et néglige les différents mécanismes qui y conduisent. L'étude de ceux-ci constitue la discipline nommée : Le transfert de chaleur ou le transfert thermique. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

I-2-2 Les modes de transfert de chaleur :

I-2-2-1 Conduction:

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [2].

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \cdot S \cdot \overrightarrow{grad}(T) \tag{I.1}$$

Ou sous forme algébrique :

$$\varphi = -\lambda \cdot S \frac{\partial T}{\partial x} \tag{I.2}$$

Avec :

- φ Flux de chaleur transmis par conduction (W)
- λ Conductivité thermique du milieu ($W m^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
- x Variable d'espace dans la direction du flux (m)
- S Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

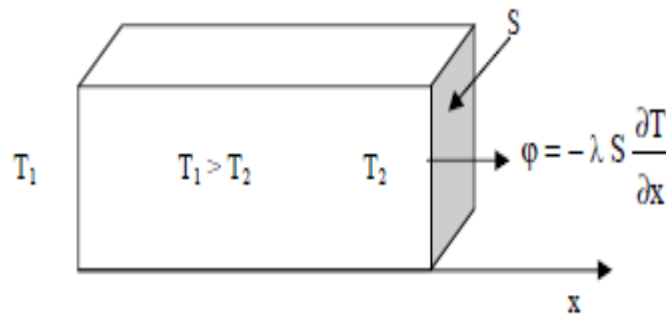


Figure I.1. Schéma du transfert de chaleur conductif.

I-2-2-2 Convection:

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [2] :

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T_p - T_\infty) \quad (I.3)$$

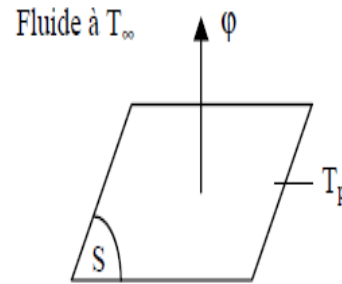


Figure I.2. Schéma du transfert de chaleur convectif.

Avec :

φ Flux de chaleur transmis par convection (W)

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

T_p Température de surface du solide ($^\circ C$)

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

S Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

Remarque :

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

I-2-2-3 Rayonnement:

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas nous avons la relation [2] :

$$\varphi = \sigma \epsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.4)$$

φ Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

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

ϵ_p Facteur d'émission de la surface

T_p Température de la surface (K)

T_∞ Température du milieu environnant la surface (K)

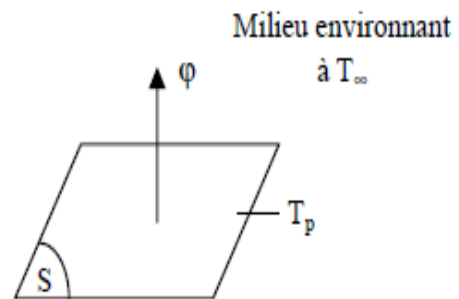


Figure I.3. Schéma du transfert de chaleur radiatif.

I-2-3 Les nombres adimensionnels :

1-2-3-1 le nombre de Reynolds (Re) :

Qui représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité (il caractérise le degré de turbulence) [3]:

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot d_h}{\mu} = \frac{u d_h}{\nu} \quad (\mathbf{1.5})$$

Avec :

- u la vitesse moyenne du fluide (m/s)
- d_h le diamètre hydraulique (m)
- ρ la masse volumique du fluide (kg/m³)
- μ la viscosité dynamique (kg. m⁻¹ s⁻¹)
- ν La viscosité cinématique (=μ/ ρ) (m²/s)

1-2-3-2 Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est le rapport de la chaleur réelle transférée par convection par le fluide en mouvement sur le transfert de chaleur équivalent qui se produirait par conduction [3]:

$$\mathbf{Nu} = \frac{h \cdot L}{\lambda} \quad (\mathbf{1.6})$$

Avec :

- h : Le coefficient de convection (W.K⁻¹ .m⁻²)
- L : Une longueur caractéristique (m)
- λ : La conductivité thermique du fluide (W.K⁻¹ .m⁻¹)

1-2-3-3 Le nombre de Grashof :

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Ce nombre porte le nom de Franz Grashof, ingénieur allemand. On définit le nombre de Grashof de la manière suivante [3]:

$$\mathbf{Gr} = \frac{g \beta \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} \quad (\mathbf{1.7})$$

Avec :

- g : accélération de la pesanteur (m/s²)
- β : coefficient de dilatation thermique (1/K)
- ΔT : différence de température (K)
- L : longueur caractéristique(m)
- ν : viscosité cinématique (m²/s)

1-2-3-4 Le nombre de Prandtl (Pr) :

Il représente le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement ($\nu = \mu/\rho$) (viscosité cinématique) et la diffusion de la quantité de chaleur (diffusivité thermique) [3]:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu}{\lambda/\rho c} \quad (I.8)$$

Avec:

ν	La viscosité cinématique	m^2/s
μ	La viscosité dynamique	$kg/m.s$
a	la diffusivité du matériau	m^2/s
c	la capacité calorifique	$J/kg.K$
λ	Coefficient de conductibilité thermique	$W/m.K$
ρ	La masse volumique	kg/m^3

Remarque :

Le nombre de Prandtl exprime la qualité de l'analogie entre la mécanique des fluides et le transfert de chaleur. Lorsque le nombre Prandtl vaut l'unité, cette analogie est parfaite (profil de vitesse et de température au sein du fluide identique, même épaisseur de la couche limite thermique et hydrodynamique).

1-2-3-5 Le nombre de Peclet (Pe) :

Il représente le rapport du transfert par convection forcée et du transport par diffusion (thermique ou massique). Dans la pratique, Il est équivalent parfois au produit du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl dans le cas du transfert thermique et au produit du nombre de Reynolds avec le nombre de Schmidt transfert massique, dans lequel on remplace le diamètre hydraulique d_h par une dimension linéaire l_p caractéristique du solide[3]:

$$Pe = \frac{ul_p}{a} = Re \cdot Pr = \frac{u \cdot d_h}{\nu} \cdot \frac{\nu}{\lambda/\rho c} \quad (I.9)$$

Avec :

u	la vitesse moyenne du fluide (m/s)
l_p	la longueur caractéristique (m)
a	la diffusivité du matériau (m^2/s)
c	la capacité calorifique (J/kg.K)
λ	la conductivité thermique (W/m.K)
ρ	la masse volumique (kg/m^3)
Re	le nombre de Reynolds
Pr	le nombre de Prandtl

1-2-3-6 Le nombre de Rayleigh:

Il exprime le rapport entre les forces de poussées par les effets visqueux et la diffusion thermique. Il caractérise la vigueur de la convection naturelle. Pour une condition de température imposée (Dirichlet), le nombre de Rayleigh est la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, Il s'écrit [3]:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (I.10)$$

$$Ra = Pr \cdot Gr \quad (I.11)$$

I-3 Les échangeurs de chaleur :

I-3-1 Définition :

L'échangeur de chaleur est un appareil qui permet d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et un fluide froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Il peut être intégré dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement [4].

I-3-2 Critères de classement des échangeurs thermique:

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

a- 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[5]

b- 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 [5].

c- Classement fonctionnel

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

- ▶ Les deux fluides ont un écoulement monophasique.

- ▶ Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ▶ Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs-condenseurs.[5]

d- Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

- ▶ Echangeur Compact $> 700\text{m}^2/\text{m}^3$
- ▶ Echangeur Non Compact $< 700\text{m}^2/\text{m}^3$

e- 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[5].

f- Classification selon le sens d'écoulement

Les échangeurs peuvent être classés en deux classes ; les échangeurs à simple passe et les échangeurs à multi passage.

f-1. Les échangeurs de chaleur à simple passe

On peut distinguer plusieurs modes d'écoulement différents.

- Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens (ou à Co-courant).
- Ecoulement des deux fluides parallèles et de sens contraire (ou à contre-courant).
- Ecoulement des deux fluides croisés les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

f-2. Les échangeurs de chaleur à multi passage

La passe représente un pas de circulation en aller-retour parallèle dans l'échangeur. L'un des majeurs avantages du multiple passe est l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur, mais avec l'augmentation de la pression du côté multi passe.

I-3-3 Principaux types d'échangeur de chaleur

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérer ci-dessous:

- ▶ *Les échangeurs par mélange ou à contact direct :*
 - Fluide intimement mélangé
 - Les désurchauffeurs de vapeur.
 - Les dégazeurs.
 - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée.

- Les ballons de détente de purges.

➤ **Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus :**

- La surface d'échange est alternativement mise en contact.
- Avec le fluide froid et le fluide chaud.
- Réchauffeurs d'air rotatifs.

➤ **Les échangeurs continus :**

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange.

- Echangeurs tubulaires.
- Echangeurs à plaques.
- Echangeurs à aile.

a- Echangeurs tubulaires

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enferme dans une enveloppe appelée calandre ou bien un échangeur tube à ailettes [6].

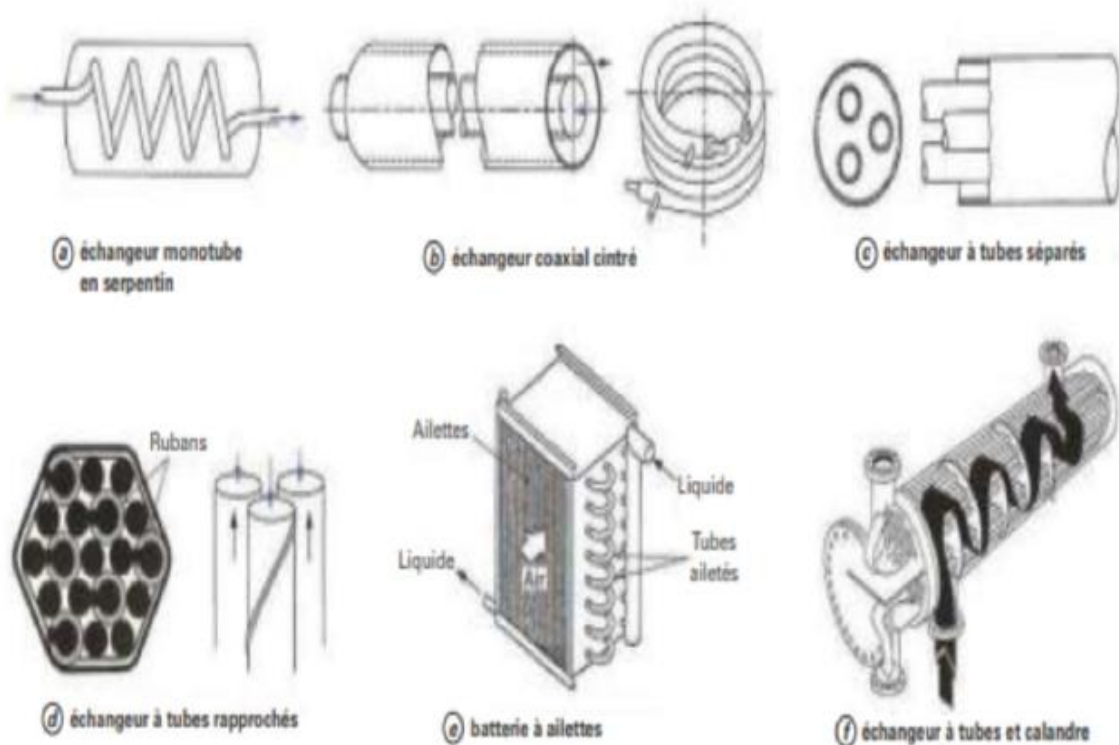


Figure I .4. Divers types d'échangeurs tubulaires [7].

a-1 Echangeurs à double tubes

Il est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. 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 qui constitue le tube intérieur.

- Si l'écoulement des deux fluides parallèles est de même sens, il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud.
- Si l'écoulement des deux fluides parallèles est de sens contraire, il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

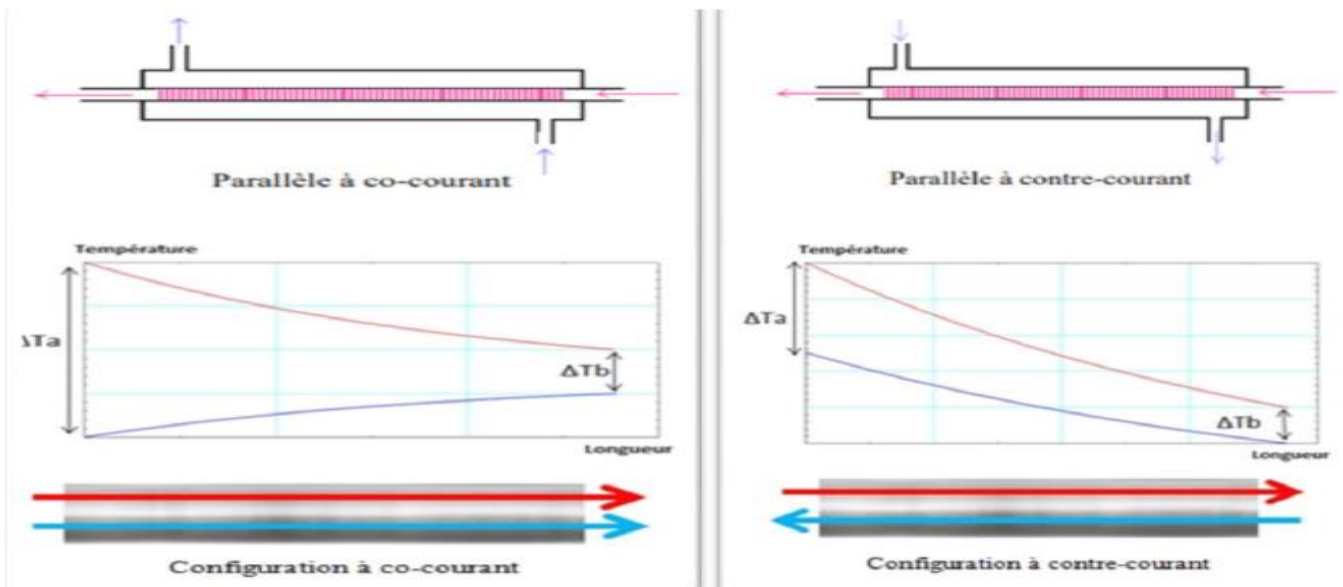


Figure 1.5. Echangeur de chaleur à double tube à configuration Co-courant et à contre -courant [8].

a-2 Echangeurs à double tubes :

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid. On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques ; de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [6].

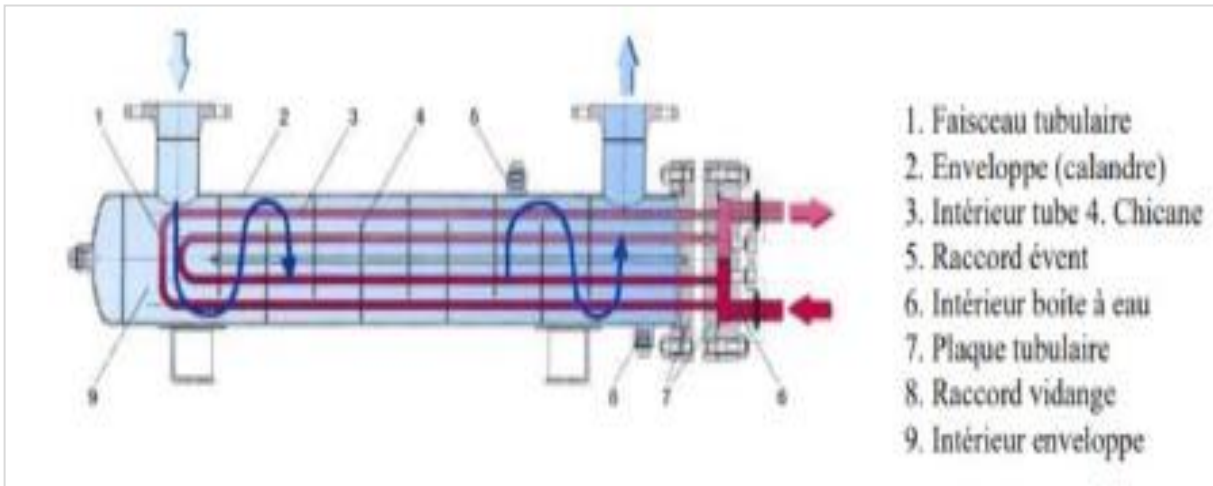


Figure I.6. Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire [6].

b- Echangeur à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces interplaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lors des utilisations nécessitant des puissances importantes [6].

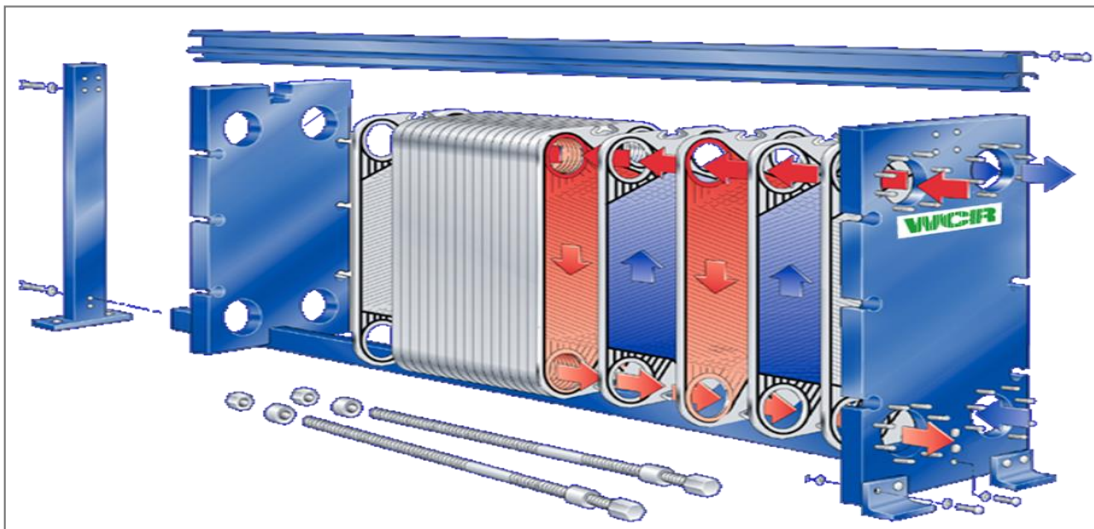


Figure I.7. Echangeurs à plaques [6].

I-3-4 Intensification des échanges thermiques :

L'amélioration du transfert de chaleur est un processus d'augmentation du taux de transfert de chaleur et des performances thermo-hydrauliques d'un système à l'aide de diverses méthodes. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur sont utilisées pour développer le transfert de chaleur sans affecter de manière significative la réalisation globale des systèmes. Des méthodes d'amélioration du transfert de chaleur existent sur trois classifications générales, passives, actives et composées. Les méthodes actives nécessitent une alimentation externe pour entrer dans le processus ; En revanche, les méthodes passives ne nécessitent aucune énergie supplémentaire pour améliorer les performances thermo-hydrauliques du système. En outre, les deux méthodes actives et plus passives peuvent être utilisées ensemble et est appelée méthode composée, qui est utilisée pour produire une augmentation plus élevée que l'utilisation indépendante d'une méthode passive ou active.

I-3-4-1 Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur des échangeurs thermiques

► *Méthodes passives*

Dans les méthodes passives, aucun pouvoir externe n'est requis ; au lieu de cela, la géométrie ou la surface du canal d'écoulement est modifiée pour augmenter les performances thermo-hydrauliques des systèmes. Les inserts, les nervures et les surfaces rugueuses sont utilisés pour favoriser le mélange de fluide et la turbulence dans l'écoulement, ce qui entraîne une augmentation du taux de transfert de chaleur global. Les méthodes passives présentent également certains avantages par rapport aux autres méthodes d'amélioration du transfert de chaleur telles que le faible coût, la production et l'installation faciles[9].

► *Méthodes actives*

Les méthodes actives sont plus complexes que les méthodes passives dans l'expression de la conception et de l'application en raison de la nécessité d'une énergie externe pour ajuster le débit du fluide afin d'obtenir une amélioration du rendement thermique. Fournir de l'énergie externe dans la plupart des applications n'est pas facile. Pour cette raison, l'utilisation de méthodes actives dans des domaines scientifiques est limitée.[9]

► *Méthodes composées*

Une méthode composée consiste en la combinaison de plusieurs méthodes d'amélioration du transfert de chaleur (actives et passives) pour augmenter les performances thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur [9].

I-3-4-2 Les différentes techniques d'intensification [7]

Les différentes techniques d'intensification effectivement utilisées peuvent être classées en différentes catégories :

- ✚ la modification de la nature de la surface des parois d'échange par des revêtements, ou dépôts de couche mince continue ou non : par exemple, une amélioration significative de la condensation de vapeur d'eau est réalisée grâce au dépôt d'une couche continue hydrophobe sur la paroi qui favorise une condensation en gouttes. La modification de la nature de la surface concerne la condensation et l'évaporation, mais n'a pas d'application en écoulement en simple phase.
- ✚ la modification de l'état de surface des parois d'échange (porosité ou rugosité) : la rugosité, uniforme, du type grain de sable, ou non uniforme, est un promoteur efficace de turbulence et permet un transfert accru de chaleur à proximité de la paroi dans les différents modes de transfert de chaleur
- ✚ l'extension de surface avec l'utilisation d'ailettes lisses, ondulées, discontinues, solution retenue depuis de nombreuses années, pour les échangeurs travaillant avec des fluides médiocres caloporteurs (par exemple, l'air).
- ✚ la mise en place de dispositifs créant un écoulement rotatif ou secondaire. Différentes géométries d'insert dans des tubes sont susceptibles de transformer un écoulement axial en un écoulement rotatif ou de générer des écoulements secondaires.
- ✚ la mise en place de dispositifs favorisant le mélange des filets fluides s'écoulant dans le cœur de l'écoulement et à proximité de la paroi. Ces inserts sont particulièrement utilisés avec les écoulements laminaires en simple phase.
- ✚ la modification de la géométrie de la paroi d'échange avec des ondulations ou des rainures pour produire un effet capillaire par drainage de la phase liquide du fait des forces capillaires qui s'y exercent. Ces surfaces sont utilisées avec des écoulements en double phase.
- ✚ d'autres techniques peuvent encore être mises en œuvre telles que des canaux tortueux pour favoriser le mélange des filets fluides, la nano structuration, pour modifier les propriétés de surface.
- ✚ des techniques actives comme la génération, à proximité des surfaces d'échange, de champs électriques ou ultrasonores perturbant les écoulements au voisinage de la paroi d'échange. [7]

I-3-5 Calcul de l'échangeur de chaleur à double tube :

Dans cette partie, on cite les différentes méthodes de calcul dans l'échangeur de chaleur à double tube concentrique. La performance d'un échangeur est évaluée à partir des trois nombres adimensionnels suivants : le rapport des capacités calorifiques, le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur. Les principes de calcul plusieurs types de calcul peuvent être envisagés. Les deux principaux sont les suivants [10] :

I-3-5-1 Méthode du ΔT_{ML} :

Méthode de différence de température moyenne logarithmique la détermination de la surface d'échange connaissant la puissance échangée Φ et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (fluide chaud, T_{1e} , T_{1s} fluide froid, T_{2e} , T_{2s}) (figure I.9). Cette méthode est particulièrement bien adaptée au mode dimensionnement.

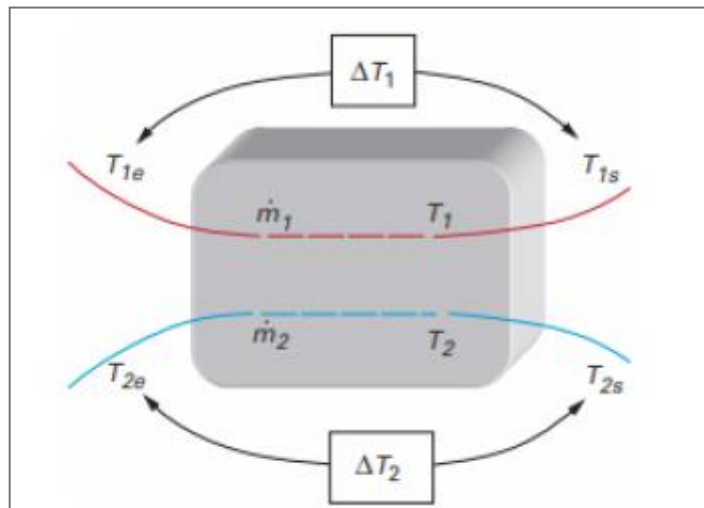


Figure.1.8. Représentation schématique du quadripôle représentant un échangeur de chaleur [7].

I-3-5-1-1 Calcul de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{ML})

Si T_1 et T_2 sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange. Le flux thermique $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire :

$$d\phi = K(T_1 - T_2)dS \quad (I.12)$$

Avec :

K : Coefficient d'échange global entre les fluides 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$S = \int \frac{d\phi}{K(T_1 - T_2)} \quad (I.13)$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures T_1 et T_2 dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.

Pratiquement, l'intégration ne peut s'effectuer simplement qu'en admettant les hypothèses suivantes:

- ♣ on définit une température moyenne caractéristique pour chaque fluide.
- ♣ on suppose constant le coefficient d'échange global K déterminé aux températures moyennes caractéristiques.

La surface d'échange s'obtient alors par la relation :

$$S = \frac{\phi}{K\Delta T_{12}} = \frac{\phi}{K\Delta T_M} \quad (\text{I.14})$$

$\overline{\Delta T_m} = \Delta T_M$: La différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur.

$$\overline{\Delta T_m} = \Delta T_M = \frac{1}{S} \left(\int_0^S (T_1 - T_2) dS \right) \quad (\text{I.15})$$

Pour des écoulements Co-courant et contre-courant, et dans le cas où le coefficient d'échange peut être considéré comme constant, cette différence moyenne de température est la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{ML} ou DT_{ML} , cette quantité dépend de la configuration des écoulements.

Dans le cas où l'une des températures de sortie est inconnue, on utilise les équations du bilan thermique de l'échangeur :

$$\phi = \dot{C}_1(T_{1e} - T_{1s}) \quad (\text{I.16})$$

$$\phi = \dot{C}_2(T_{2e} - T_{2s}) \quad (\text{I.17})$$

Où $\dot{C}_1 = \dot{m}_1 C_{p1}$, $\dot{C}_2 = \dot{m}_2 C_{p2}$

Avec :

\dot{C}_1, \dot{C}_2 : Débits de capacité thermique.

\dot{m}_1, \dot{m}_2 : Débits-massiques.

C_{p1}, C_{p2} : Capacités thermiques massiques.

a Écoulement Co-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2e}) - (T_{1s} - T_{2s})}{\ln \left(\frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{1s} - T_{2s}} \right)} \quad (\text{I.18})$$

Formule que l'on écrit plus simplement :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (\text{I.19})$$

Avec : (1.20)

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2e}, \quad \Delta T_b = T_{1s} - T_{2s}$$

On écrit donc:

$$\phi = KS\Delta T_{ML} \quad (I.21)$$

Dans un mode dimensionnement, il convient donc de calculer par ailleurs le coefficient d'échange global pour pouvoir déterminer S.

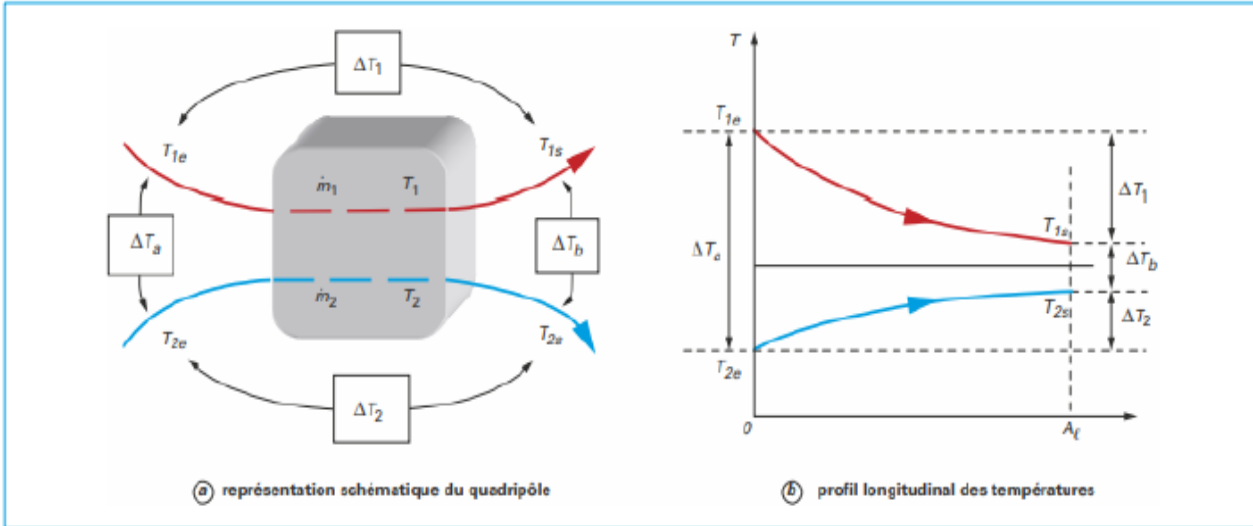


Figure I.9. Echangeur de chaleur avec écoulements Co-courant [7].

b- Écoulement Contre-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2s}) - (T_{1s} - T_{2e})}{\ln \left(\frac{T_{1e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{2e}} \right)} \quad (I.22)$$

On peut encore l'écrire de façon succincte :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (I.23)$$

Mais les définitions de ΔT_a et de ΔT_b sont différentes du cas co-courant :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2s}, \quad \Delta T_b = T_{1s} - T_{2e} \quad (I.24)$$

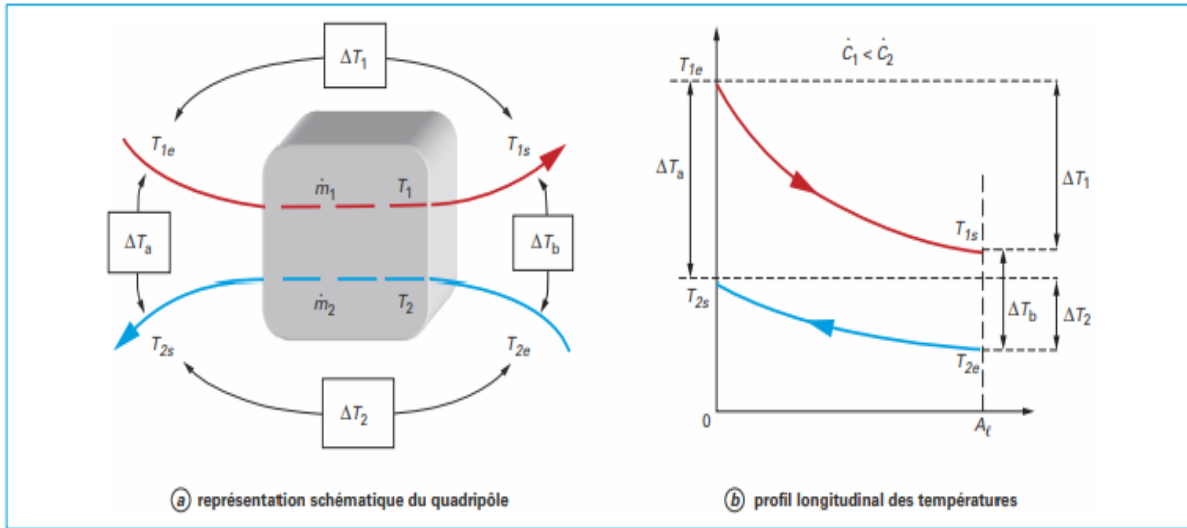


Figure I.10. Echangeur de chaleur avec écoulements contre-courant [7].

Pour regrouper les deux formules (Co-courant et contre-courant) et en considérant les deux représentations schématiques de l'échangeur, on peut dire que ΔT_a et ΔT_b représentent les différences de température de chaque côté de l'échangeur.

I-3-5-2 Méthode de NUT (La méthode de l'efficacité):

La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. Elle est bien adaptée au mode évaluation.

I-3-5-2-1 Efficacité d'un échangeur de chaleur

Dans l'étude thermique des différents types d'échangeurs de chaleur, on a souvent recours à l'équation de type :

$$\Phi = K S \Delta T_{ML} \tag{I.25}$$

Cette formule est commode lorsque toutes les températures finales nécessaires pour le calcul de la température moyenne appropriée sont connues, c'est pour quoi cette formule est très utilisée pour le calcul d'échangeurs devant fonctionner dans des conditions bien déterminées [5].

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et qui ne comprend aucune température de sortie, on introduit l'efficacité de l'échangeur notée ϵ

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum d'échange de chaleur possible.

$$\epsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \tag{I.26}$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (I.27)$$

$$\phi_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} (T_{1e} - T_{2e}) \quad (I.28)$$

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_1 C_{p1} (T_{1e} - T_{1s})}{(\dot{m}C_p)_{min} (T_{1e} - T_{2e})} = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e})}{(\dot{m}C_p)_{min} (T_{1e} - T_{2e})} \quad (I.29)$$

I-3-5-2-2 Nombre d'unité de transfert NUT:

Le groupement sans dimension $\frac{KS}{\dot{C}_{min}}$ représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté NUT.

Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé. Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = \frac{KS}{\dot{C}_{min}} \quad (I.30)$$

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

I-3-5-2-3 Relation entre NUT et efficacité :

La relation reliant l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux modes de fonctionnement différents des échangeurs .Soit :

$$R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \quad (I.31)$$

Avec :

R : Le rapport des capacités thermiques « fluides/produit »

➤ Pour une fonction à Co-courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+R)}}{1+R} \quad (I.32)$$

$$NUT = \frac{1}{R+1} \ln(1 - (1 + R)\varepsilon) \quad (I.33)$$

➤ Pour une fonction contre-courant :

$$\varepsilon = \frac{e^{-NUT(1-R)} - 1}{Re^{-NUT(1-R)} - 1} \quad (I.34)$$

$$NUT = \frac{1}{R+1} \ln\left(\frac{1-R.\varepsilon}{1-\varepsilon}\right) \quad (I.35)$$

I-3-5-3 Détermination du coefficient d'échange global

Quelle que soit la méthode, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global K. On considère un fluide chaud de température de mélange T_1 et un fluide froid de température de mélange T_2 de part et d'autre d'une paroi d'échange (figure I.11). L'aire de la surface de la paroi d'échange côté chaud, de température T_{p1} est S_1 et l'aire de la surface côté froid, de température T_{p2} est S_2 .

On considère que le flux de chaleur Φ est uniquement transversal. On peut écrire ce flux de plusieurs façons différentes :

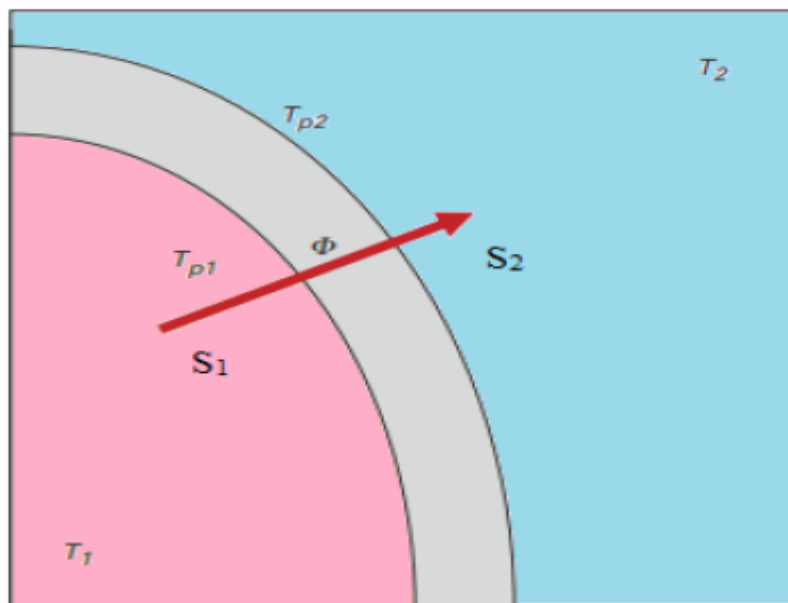


Figure I.11. Température de part et d'autre d'une paroi d'échange [7].

➤ Flux convectif entre le cœur du fluide chaud et la surface d'échange S_1 :

$$\phi = h_1 S_1 (T_1 - T_{p1}) = \frac{T_1 - T_{p1}}{R_{S1}} \quad (I.36)$$

Avec :

h_1 : Coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi.

R_{S1} : Résistance thermique superficielle.

➤ Flux conductif à travers la paroi :

$$\phi = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{R_c} \quad (I.37)$$

Avec:

R_c : Résistance thermique de conduction.

$$R_c = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{I.38})$$

➤ Flux convectif entre la surface d'échange S_2 et le cœur du fluide froide :

$$\phi = h_2 S_2 (T_2 - T_{p2}) = \frac{T_2 - T_{p2}}{R_{s2}} \quad (\text{I.39})$$

Avec :

h_2 : Coefficient d'échange convectif entre le fluide froid et la paroi.

R_{s2} : résistance thermique superficielle.

On peut définir le coefficient d'échange global K en écrivant le flux de chaleur transmis du cœur du fluide chaud à celui du fluide froid sous la forme :

$$\phi = KS(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_t} \quad (\text{I.40})$$

Avec :

S : Surface d'échange convenablement choisie (généralement soit S_1 , soit S_2).

Écrivant que R_t est la somme des résistances thermiques en série, on obtient :

$$R_t = R_{s1} + R_c + R_{s2} \quad (\text{I.41})$$

Soit :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad (\text{I.42})$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (\text{I.43})$$

Cette formulation doit encore être complétée sur deux points pour rendre compte correctement des phénomènes dans un échangeur réel :

- 1) Dans la relation (I.45), nous avons supposé la même surface d'échange S côté chaud et côté froid. Dans la pratique, la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange S_1 et S_2 , et rapporter le coefficient d'échange global :
 - soit à l'unité de surface d'échange côté chaud et on le notera K_1
 - soit à l'unité de surface d'échange côté froid - et on le notera K_2
- 2) De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires R_{e1} et R_{e2} s'opposant à l'échange.

En définitive, la performance réelle de l'échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants :

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{e1} + \frac{e}{\lambda} \times \frac{S_1}{S} + (R_{e2} + \frac{1}{h_2}) \frac{S_1}{S_2}} \quad (I.44)$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_{e1} + \frac{e}{\lambda} \times \frac{S_1}{S} + (R_{e2} + \frac{1}{h_2}) \frac{S_1}{S_2}} \quad (I.45)$$

Avec :

S_1 : L'aire de la surface d'échange côté chaud, en m^2

S_2 : L'aire de la surface d'échange côté froid, en m^2

S : L'aire de la surface d'échange moyenne, en m^2

R_{e1} et R_{e2} : les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$

K_1 et K_2 : S'expriment en $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$.

► **Ordre de grandeur des résistances d'encrassement Re :**

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement.

Fluides	Valeurs moyennes de $R_e (m^2 \cdot ^\circ C)/W$
Eau de mer à $T < 50^\circ C$	$1 \cdot 10^{-4}$
Eau de mer à $T > 50^\circ C$	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau de ville à $T < 50^\circ C$	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau de ville à $T > 50^\circ C$	$3.5 \cdot 10^{-4}$
Eau de rivière	$(3.5 \text{ à } 7) \cdot 10^{-4}$
Vapeur d'eau non grasse	$1 \cdot 10^{-4}$
Vapeur d'eau grasse	$2 \cdot 10^{-4}$
Liquides réfrigérants	$1.8 \cdot 10^{-4}$
Fioul	$(4 \text{ à } 9) \cdot 10^{-4}$
Essence, kérosène	$2 \cdot 10^{-4}$
Huile de lubrification	$1.8 \cdot 10^{-4}$
Air non dépoussiéré	$3.5 \cdot 10^{-4}$
Produits de combustion gazeux	$(20 \text{ à } 70) \cdot 10^{-4}$

Tableau I.1 Les valeurs des résistances d'encrassement.

I- 4 Conclusion :

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, l'industrie utilise des techniques d'intensification qui permettent d'augmenter le terme $(K.S)$ (produit du coefficient d'échange global et la surface d'échange) de façon significative. Ainsi pour une puissance thermique constante, l'augmentation de K permet :

→ de réduire la surface d'échange S , une réduction substantielle de la matière constituant la structure d'échange et du coût de l'appareil étant généralement obtenue.

→ de réduire l'écart de température, d'accroître l'efficacité de l'appareil et donc de diminuer les coûts de fonctionnement. La modification de la géométrie de la paroi d'échange s'accompagne, en plus d'une augmentation du coefficient d'échange de chaleur, d'un accroissement du facteur de frottement sur cette paroi : il est donc indispensable de déterminer simultanément pour toutes les surfaces à hautes performances les deux lois qui les caractérisent :

→ la loi d'échange reliant le coefficient d'échange local K (ou un nombre adimensionnel associé comme le nombre de Nusselt ou de Stanton) et les paramètres influents comme la vitesse et les propriétés physiques du fluide, le diamètre hydraulique des canaux de l'échangeur, etc. (ou les nombres adimensionnels associés comme les nombres de Reynolds, de Prandtl, etc.).

→ la loi de frottement (ou de perte de pression dans le cas d'écoulement diphasique) qui relie le facteur de frottement f (ou la perte de pression) aux paramètres influents tels que la vitesse et les propriétés physiques du fluide, le diamètre hydraulique, etc.

Afin de choisir un échangeur de chaleur pour une application donnée, il faut vérifier plusieurs paramètres : les propriétés physiques des fluides utilisés, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

Chapitre II: Formulation Mathématique

Chapitre II: Formulation Mathématique:

II -1 Introduction:

Dans ce chapitre, nous allons présenter les configurations étudiées, les hypothèses simplificatrices, ainsi que les équations gouvernantes : de continuité et de quantité de mouvement associées à l'équation d'énergie pour le liquide et le solide, utilisées pour résoudre numériquement le phénomène de l'écoulement avec transfert de chaleur dans la conception étudiée.

La solution complète du problème étudié revient à déterminer les quantités caractéristiques du liquide en tous points du domaine de calcul.

II -2 Les géométries du problème étudié:

Les géométries du problème physique considérées sont schématisées sur les figures (II.1) ;(II.2). Il s'agit d'un cylindre concentrique horizontal de longueur L et de diamètre D dont la paroi extérieure est soumise à un flux pariétal constant. A l'intérieur de ce cylindre on a inséré un ruban torsadé de longueur L de largeur w et d'épaisseur e et avec différents rapports de torsion $y = p / w = 1,95, 3,85, 5,92, 7,75$ tel que p est le pas de la torsion, l'air a été utilisé comme fluide d'essai dans un régime laminaire, de sorte que le nombre de Reynolds varie entre 200 et 2000.

Dimensions De Tube	D	Diamètre	70 mm
	L	Longueur de tube	1500 mm
Dimensions Du ruban Torsadé	w	Largeur du ruban torsadé	32.5 mm
	e	Epaisseur du ruban torsadé	1 mm
	y	Rapport de torsion	1,95 ; 3,85 ; 5,92 ; 7,75
	p	Pas de torsion	63,38 mm , 125,13mm , 192,4mm, 251,88mm
	n	Nombre de pas	24, 12, 8, 6
	L	Longueur du ruban torsadé	1500 mm
Le rapport de torsion $y : y = p / w = p/32.5$, le nombre de pas $n=L/p$			

Tableau II.1 : Les dimensions de la géométrie.

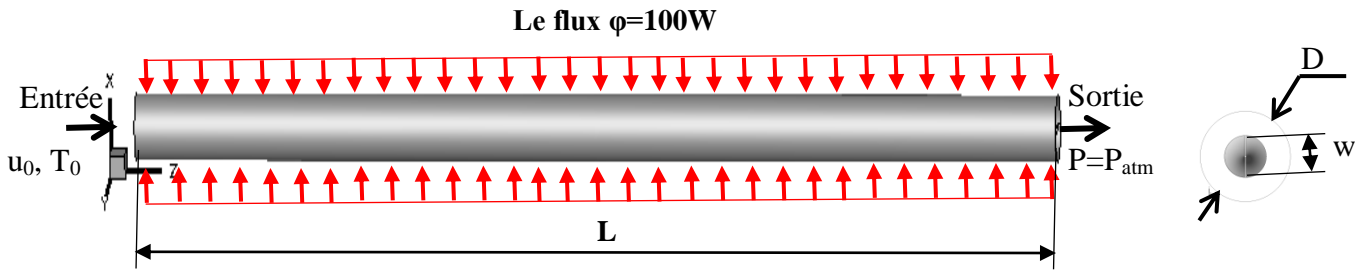
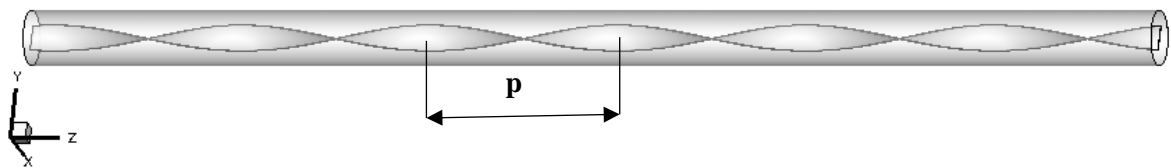
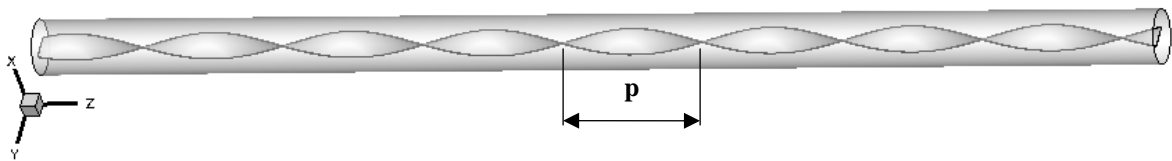


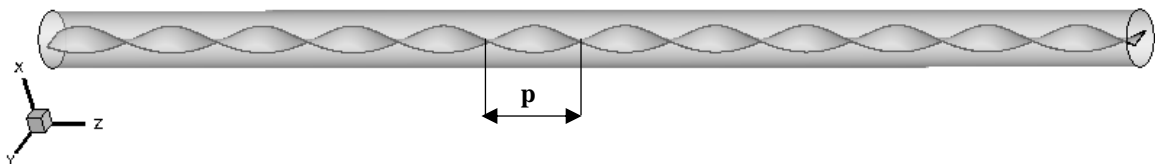
Figure II.1 La configuration étudiée et les conditions aux limites



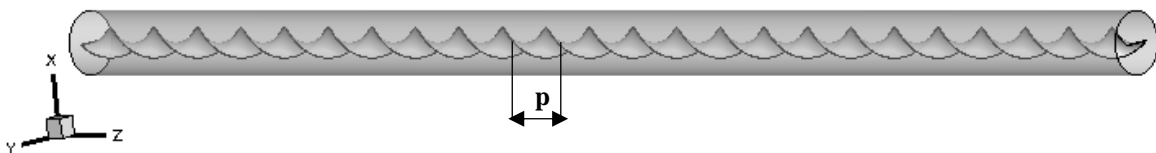
a) $p=251,88 \text{ mm}$, $n=6$



b) $p=192,4\text{mm}$, $n=8$



c) $p=125,13 \text{ mm}$, $n=12$



d) $p=63,38 \text{ mm}$, $n=24$

Figure II.2 Les différents types de configurations étudiées.

II -3 Equations gouvernantes :

II - 3-1 Equation de continuité:

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathbf{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Où ρ est la masse volumique et V est le vecteur vitesse.

II - 3-2 Equation de quantité de mouvement:

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}_i) + \frac{\partial (\rho \mathbf{u}_i \mathbf{u}_j)}{\partial x_j} = \mathbf{F}_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.2})$$

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{u}_i)$: Le taux de variation de la quantité de mouvement.

$\frac{\partial (\rho \mathbf{u}_i \mathbf{u}_j)}{\partial x_j}$: Le taux net de transport de quantité de mouvement suivant i par mouvement de fluide.

\mathbf{F}_i : Les forces de volume suivant la direction i .

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: Les forces dues à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Les forces visqueuses.

II - 3-3 Equation d'énergie:

Elle est obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique. Cette équation pour un fluide Newtonien incompressible, s'écrit sous la forme suivante.

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mathbf{u}_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \beta T \frac{DP}{DT} + \mu \phi \quad (\text{II.3})$$

k : La conductivité thermique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

β : le coefficient de dilatation isobare du fluide.

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

II -4 Hypothèses simplificatrices :

La modélisation du système étudié repose sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. Ecoulement tridimensionnel (suivant x, y, z).
2. Le régime laminaire.
3. Milieu continu.
4. L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$).
5. Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques (ρ, μ, k, C_p) sont supposées constantes.
6. Les forces extérieures sont négligeables.

II -5 Equations du problème :

Après introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude comme suit:

➤ **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.4})$$

➤ **Equations de la conservation de la quantité de mouvement**

✓ **Suivant x :**

$$\rho \left[\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.5})$$

✓ **Suivant y :**

$$\rho \left[\frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.6})$$

✓ **Suivant Z :**

$$\rho \left[\frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.7})$$

➤ Equation de l'énergie

✓ Pour l'air :

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k_f \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.8})$$

➤ Dans le ruban torsadé :

$$k_s \left[u \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + w \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (\text{II.9})$$

II -6 Les conditions aux limites:

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Ces différentes conditions aux limites peuvent être résumées comme suit:

- ◇ **L'entrée** : → velocity inlet → $u_x = u_y = 0$; $u_z = u_0$
- $T = T_0 = 20^\circ\text{C} = 293,15 \text{ k}$.
- ◇ **La paroi du tube** : → Wall → subit un flux de chaleur $\varphi = 100 \text{ W}$.
- ◇ **La sortie** : → pressure outlet → $P = P_{\text{atm}}$.
- ◇ **L'interface paroi ruban –fluide** est couplée :

$$k_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{paroi}} = k_f \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{paroi}}$$

II -7 Calcul des grandeurs hydrodynamique et thermique:

II - 7- 1 Nombre de Reynolds:

Le nombre de Reynolds est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses et constitue un paramètre pratique pour prédire si une condition d'écoulement sera laminaire ou turbulente.

$$\mathbf{R}_e = \frac{\rho \cdot u_0 \cdot D}{\mu} \quad (\text{II.10})$$

u_0 : est la vitesse d'entrée (**m/s**).

D : est le diamètre du tube (**m**)

ρ : densité de fluide (**kg / m³**).

μ : viscosité dynamique (**pa.s**).

II - 7- 2 Coefficient d'échange convectif h :

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection (h) est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques de la surface de contact solide / fluide.

$$h = \frac{q_c}{A(\bar{T}_w - \bar{T}_m)} \quad (\text{II.11})$$

q_c : Quantité de chaleur définie par l'expression suivante :

$$q_c = \dot{m}C_p(\bar{T}_{out} - \bar{T}_0) \quad (\text{II.12})$$

\bar{T}_{out} : Température moyenne de sortie (K).

\bar{T}_0 : Température d'entrée (K).

\dot{m} : Débit massique (kg/s).

C_p : Capacité calorifique massique à pression constante.

A : surface d'échange thermique (m^2).

$$\bar{T}_{out} = \frac{\iint_A T u dA}{\iint_A u dA} \quad (\text{II.13})$$

$$\bar{T}_w = \frac{1}{A} \iint T dA \quad (\text{II.14})$$

$$\bar{T}_m = \frac{\iiint_v T u dV}{\iiint_v u dV} \quad (\text{II.15})$$

\bar{T}_w : Température moyenne de la surface d'échange.

\bar{T}_m : Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique.

II - 7- 3 Nombre de Nusselt:

Le nombre Nusselt est un nombre sans dimension, nommé d'après un ingénieur allemand Wilhelm Nusselt. Le nombre de Nusselt représente l'amélioration du transfert de chaleur à travers une couche fluide à la suite de la convection.

$$\bar{Nu} = \frac{h_m D}{k_f} \quad (\text{II.16})$$

h_m : Coefficient de convection moyen ($W/ m^2 K$).

k_f : Conductivité thermique du fluide (W/ mK).

II - 7- 4 Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement est donné par l'expression suivante :

$$f = \frac{\Delta p}{0.5 \cdot \rho \cdot u_0^2} \cdot \frac{D}{L} \quad (\text{II.17})$$

Où Δp la chute de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur

$$\Delta p = P_{\text{in}} - P_{\text{out}}$$

II - 7- 5 La puissance de Pompage

La puissance de pompage est calculée par la formule suivante :

$$PP = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (\text{II.18})$$

II -8 Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons présenté le problème traité ainsi que le modèle mathématique utilisé. Ce dernier est constitué d'un système d'équations, complétées par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. La résolution analytique de ces équations n'est pratiquement jamais réalisable. Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution des équations du modèle mathématique. Dans notre étude, on a utilisé le logiciel FLUENT (version 6.3.26) basé sur la méthode numérique des volumes finis. Les étapes de conception de la configuration en utilisant le logiciel Gambit ainsi que la procédure de simulation sous Fluent sont bien exposées dans le chapitre suivant.

Chapitre III :

Procédures de Simulation Numérique

Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique

III-1 Introduction:

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation. Parmi les méthodes numériques les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulement et de transfert de chaleur, on peut citer la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis.

La méthode des volumes finis est à l'origine de la majorité des codes de calculs (Fluent, CFD,...). La méthode des volumes finis qui se distingue par sa fiabilité quand aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de la masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

III-2 Présentation des logiciels Gambit Fluent:

Le logiciel Gambit est un meilleur 2D/3D, c'est un préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers*.msh pour Fluent. Fluent est un logiciel qui permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode des volumes finis. Gambit regroupe trois fonctions :

1. Conception de la géométrie.
2. Le maillage et sa vérification.
3. La définition des frontières (des conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs.

III-2-1 Préprocesseur Gambit:

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (computational fluid Dynamics), il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques, Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle. Les options de génération de maillage de Gambit offrent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite.

Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul. Il existe deux méthodes possibles pour réaliser le maillage sur GAMBIT:

- Soit avoir un volume et le mailler régulièrement sans avoir maillé les arêtes.
- Soit mailler partie par partie, c'est-à-dire utiliser le maillage défini sur les lignes pour mailler les surfaces et par la suite les volumes.

C'est le deuxième type de maillage que nous avons choisi

III -2-2 Code Fluent:

Fluent est un logiciel de calcul numériques en dynamique des fluides CFD (Computational Fluid Dynamics) destiné à effectuer des simulations numériques des problèmes d'écoulements fluides. Le package Fluent s'appuie sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide en écoulement et comprend des modèles physiques différents tels que :

- ✓ Ecoulements 2D ou 3D ;
- ✓ Ecoulement stationnaire ou in stationnaire ;
- ✓ Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques) ;
- ✓ Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents ;
- ✓ Fluide Newtonien ou non ;
- ✓ Transfert de chaleur par conduction, par convection ou les deux(Conjugué) ou radiatif
- ✓ Ecoulement avec changements de phases ;
- ✓ Ecoulements au milieu poreux. L'ensemble géométrie et génération de maillage se fait à l'aide du logiciel Gambit qui constitue un préprocesseur livré avec Fluent

III -2-3 Les avantages de Fluent :

- Perspicacité et précision
- Prévoyance
- Efficacité et rapidité
- Facilité d'utilisation
- Puissante de visualisation

III -3 Etapes principales de simulation:

Ce sont des démarches qui constituent les pas essentiels pour se servir de la meilleure façon de Fluent et de son générateur de maille Gambit:

- Lancement de Gambit.

- Construction du domaine physique.
- Exportation du fichier à Fluent.
- Lancement de Fluent.
- Lecteur du fichier .mesh.
- Imposition des conditions physiques et spatiales.
- Contrôle de la convergence.
- Affichage des résultats.

III-4 Notice d'utilisation de Gambit:

III 4-1 Lancements du Gambit :

File →New→Create new session

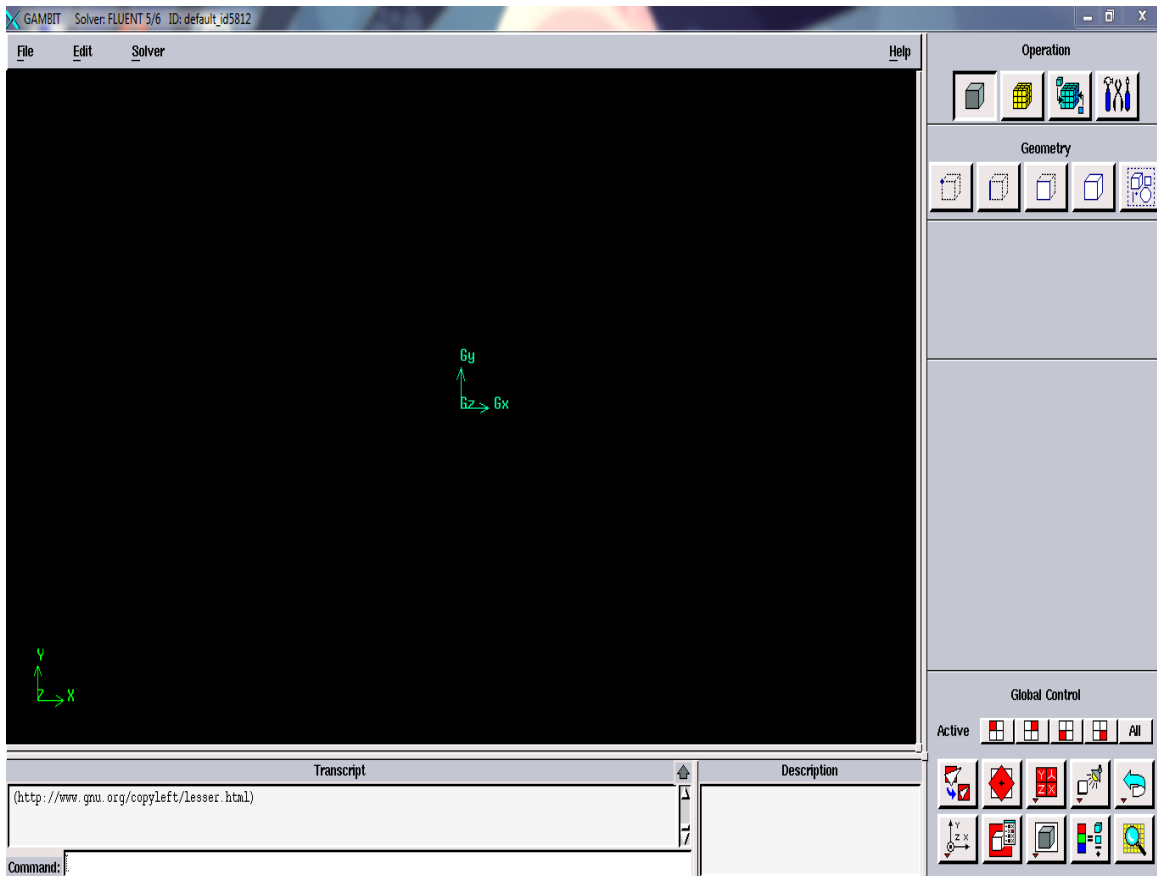


Figure III.1:vue globale de Gambit.

III-4-2 Conception de la géométrie :

La finalité de la conception de la géométrie est de définir le domaine de calcul qui sera des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

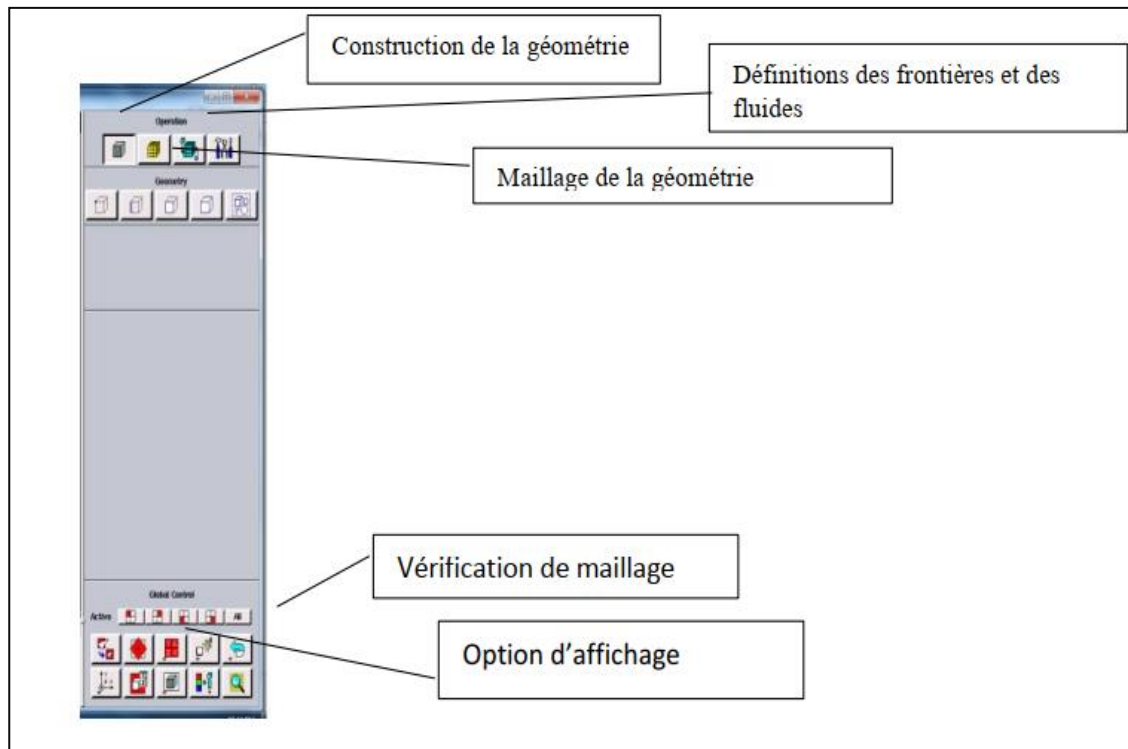


Figure III.2 : les opérations pour construire une géométrie

a- Création d'un rectangle :

Operation → Geometry → Face → Rectangle

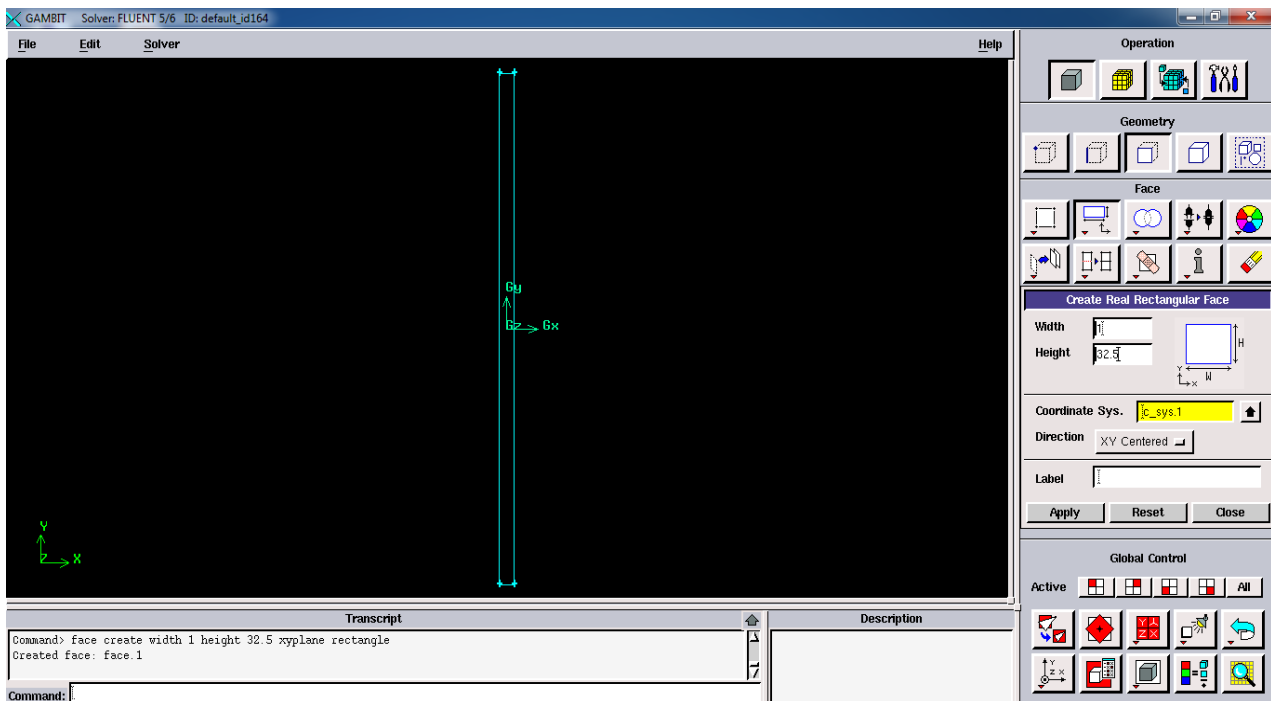


Figure III.3 : création d'un rectangle

b- Création d'un volume

Operation → Geometry → Volume → Sweep face

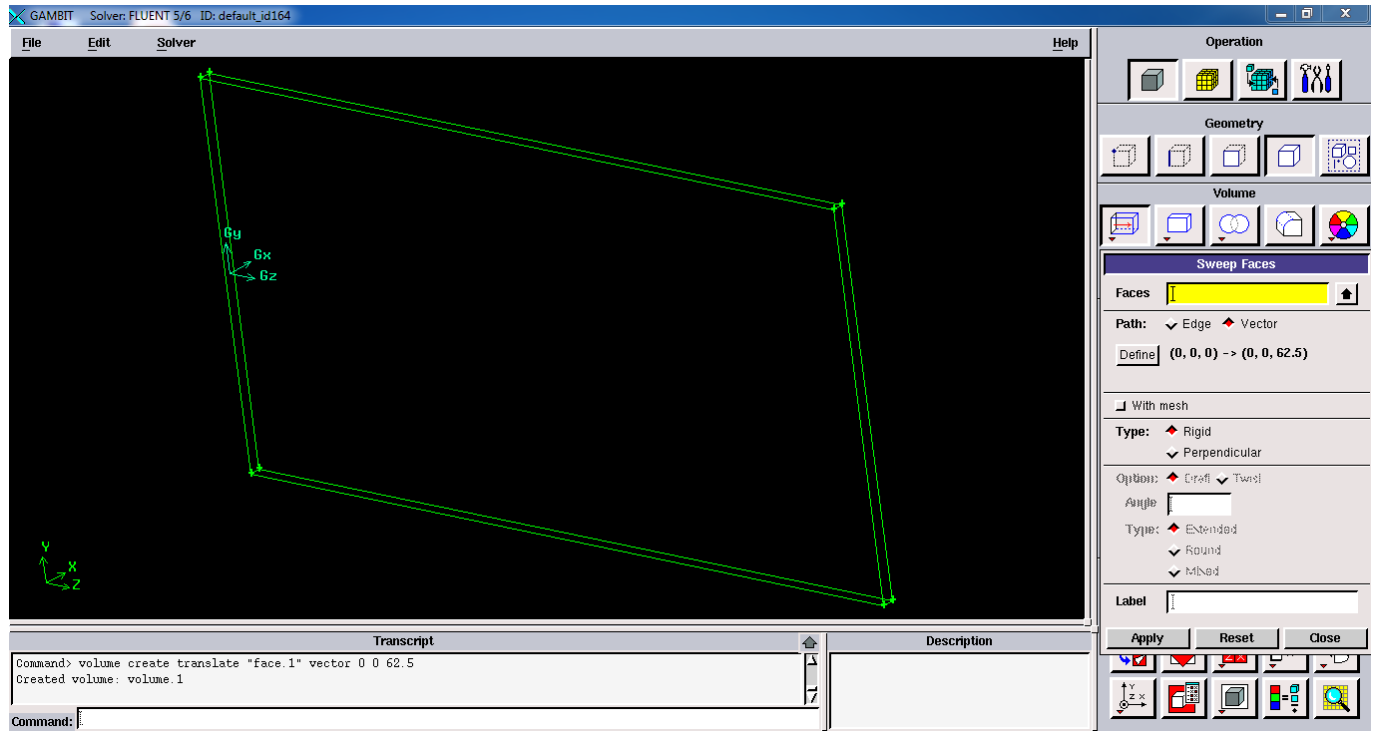


Figure III.4: création d'un volume

c- Création d'une droite et faire la torsion du volume suivant la droite :

operation → Geometry → edge → Straight → createStraight edge

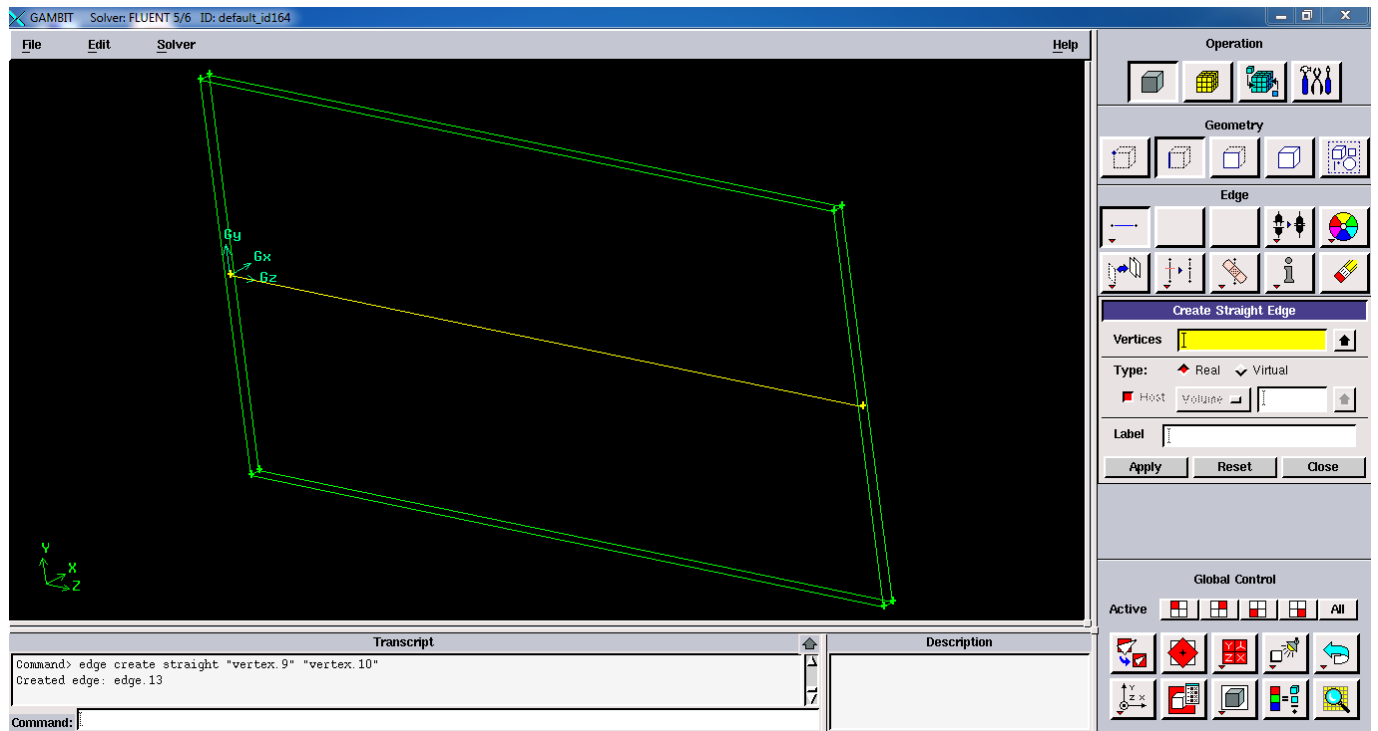


Figure III.5 : création d'une droite

Operation → Geometry → Volume → Sweep face → twist

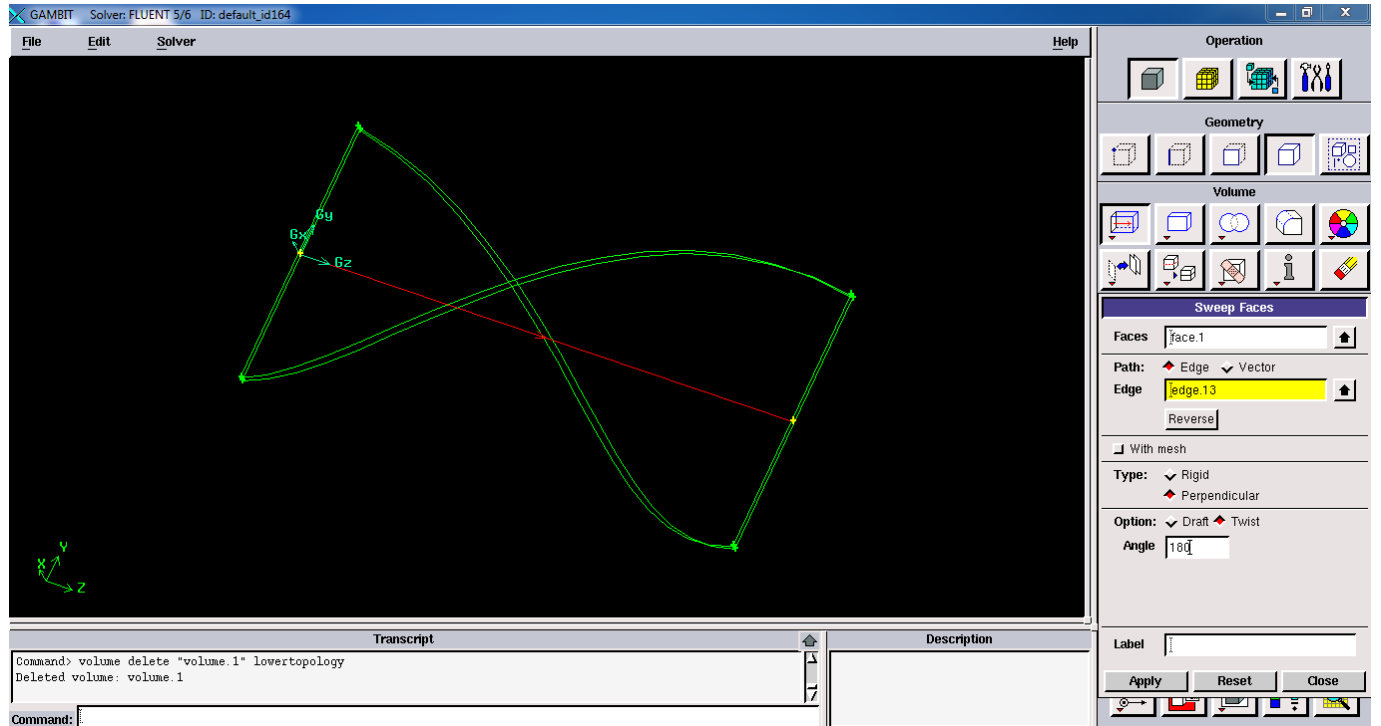


Figure III.6 : torsion du volume suivant la droite

d- Faire des copies sur le volume torsadé

Operation → Geometry → Volume → Move/copy volumes

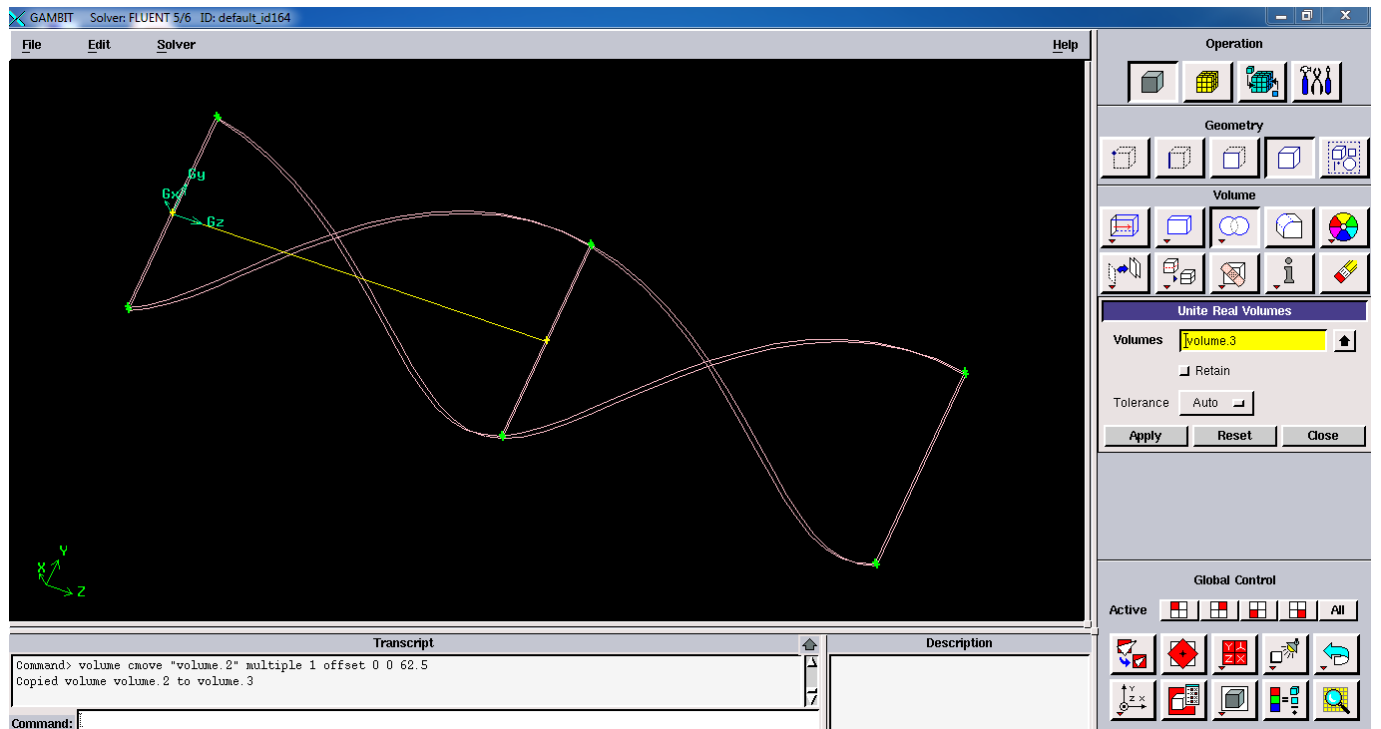


Figure III.7 : une copie du volume torsadé

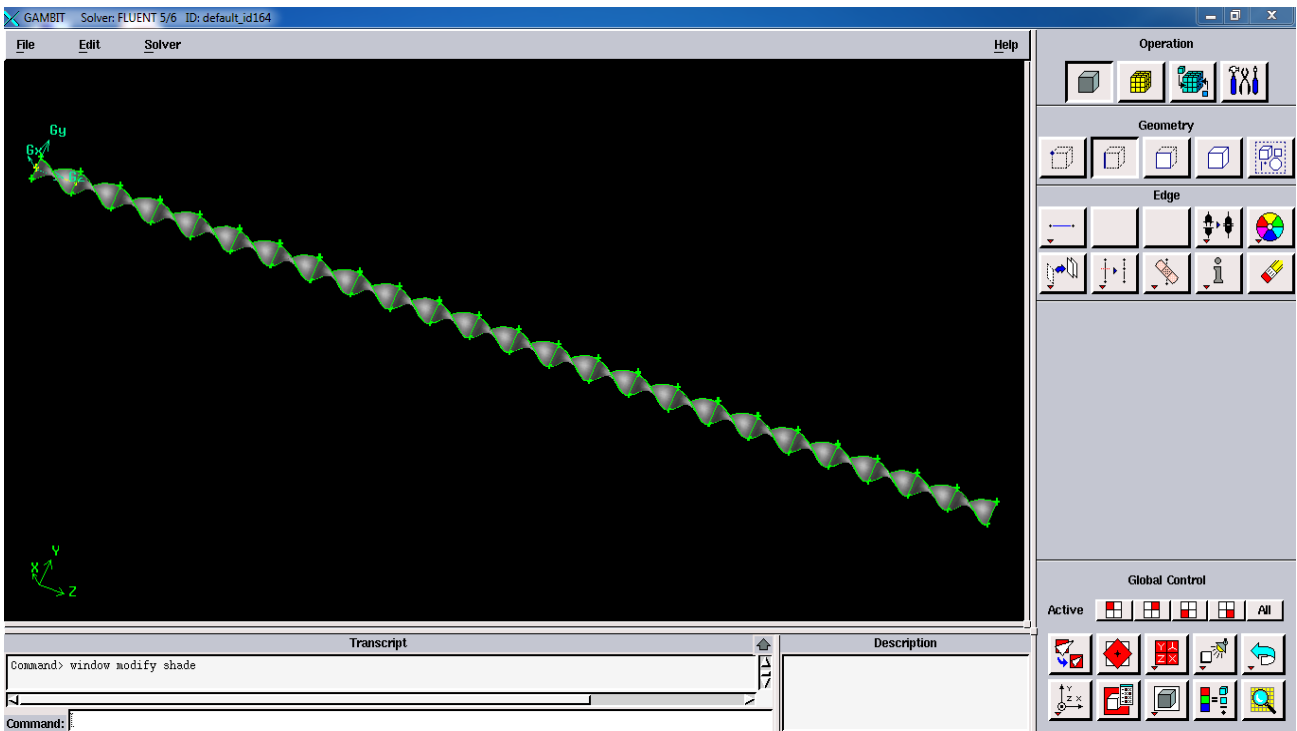


Figure III.8 : des copies du volume torsadé

e- Création d'un cylindre :

Operation → Geometry → Volume → Cylinder → Create Real cylinder

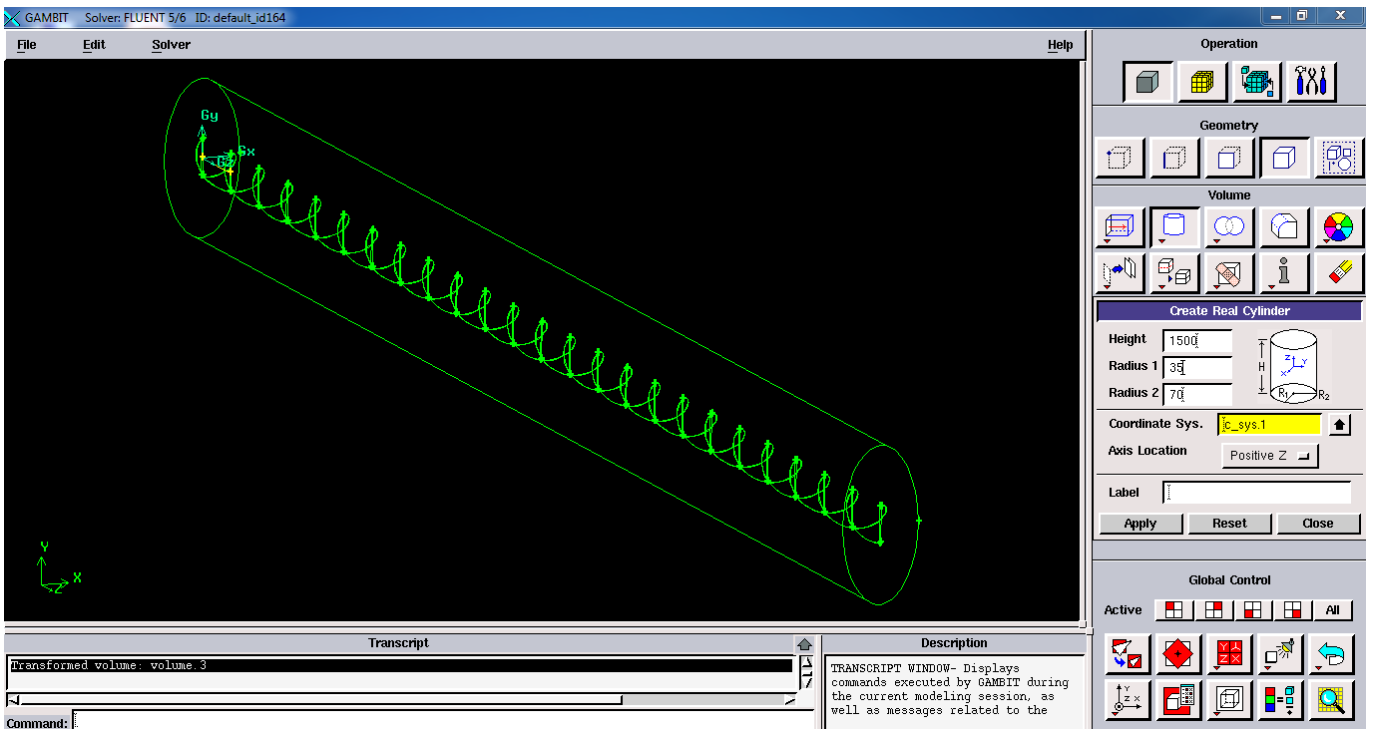


Figure III.9 : création du cylindre

f- Soustraction des volumes :

Operation → Geometry → Volume → Subtract → Subtract Real volumes

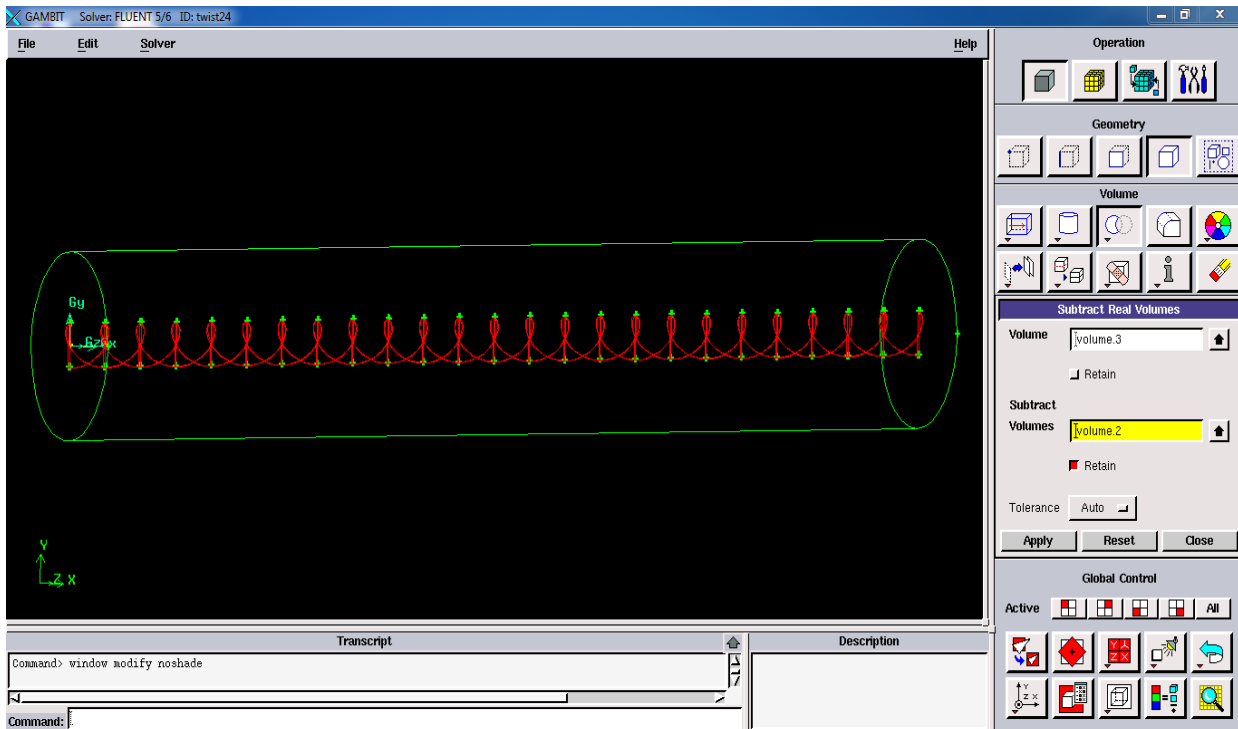


Figure III.10 : soustraction des volumes

g- Maillage des lignes :

Operation → Geometry → Mesh → Edge → Mesh edge

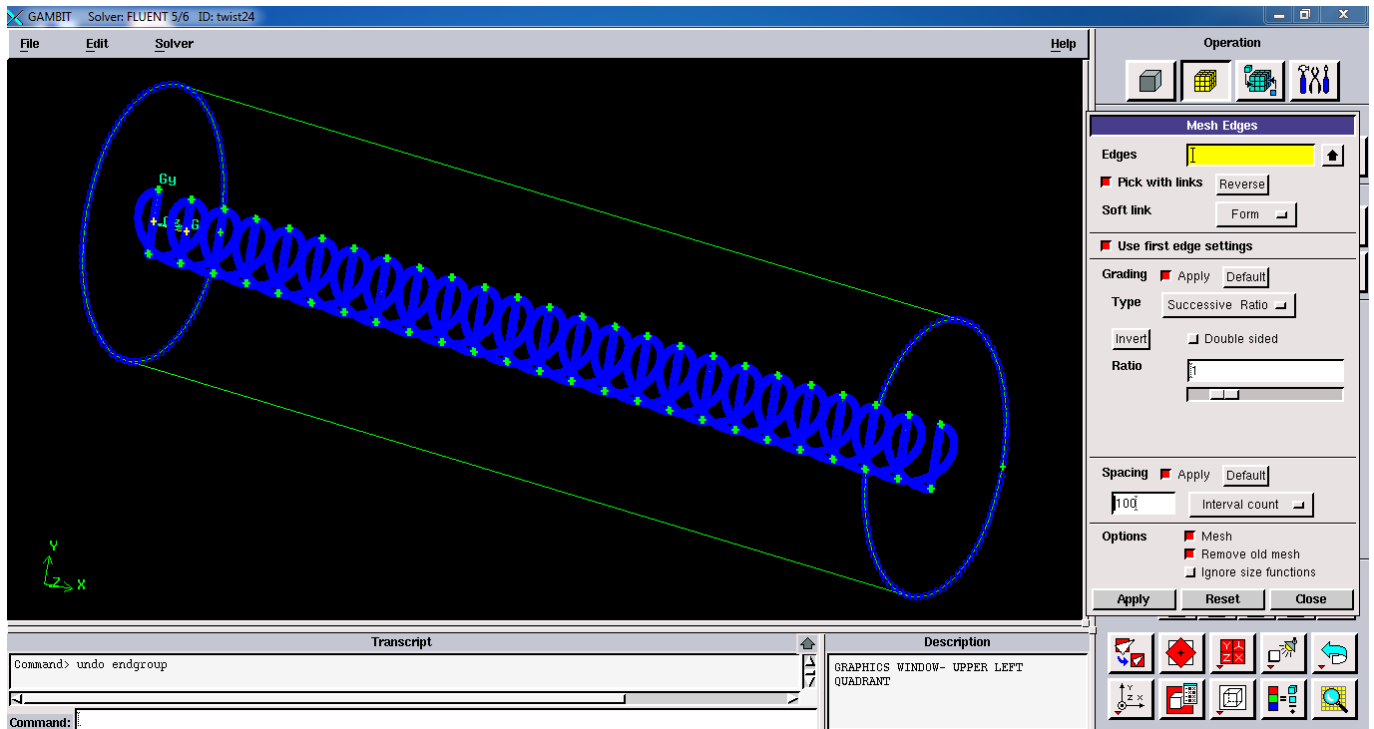


Figure III.11 : maillage des lignes

h- Maillage des surfaces et les volumes :

Operation → Geometry → Mesh → volume → Mesh volumes

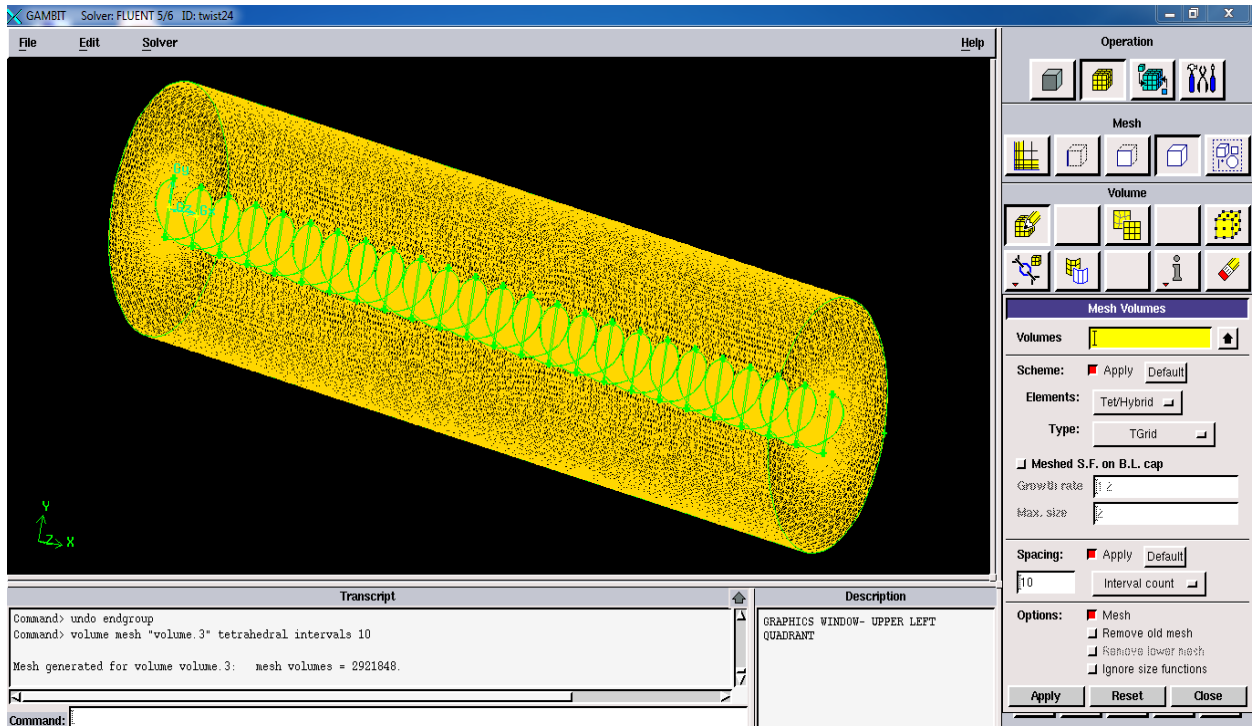


Figure III.12 : maillage des surfaces et des volumes

i- Imposer les types des conditions aux limites et les zones fluide et solide :

Operation → Zones → Specify boundary types.

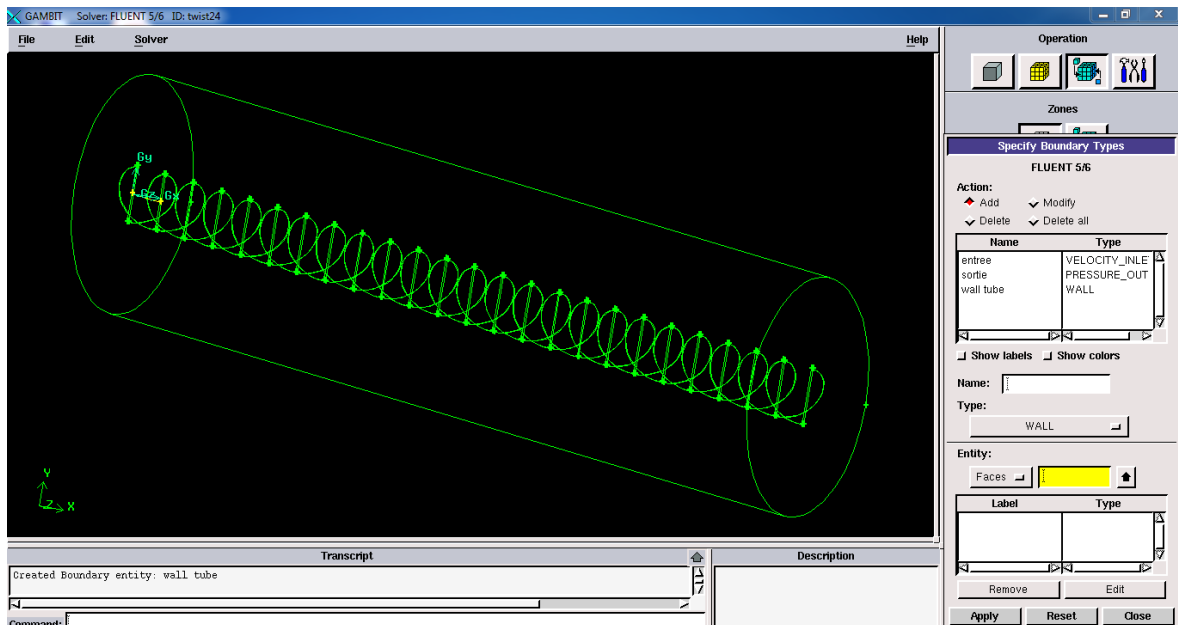


Figure III.13: les conditions aux limites

Operation → Zones → Specify Continuum Types

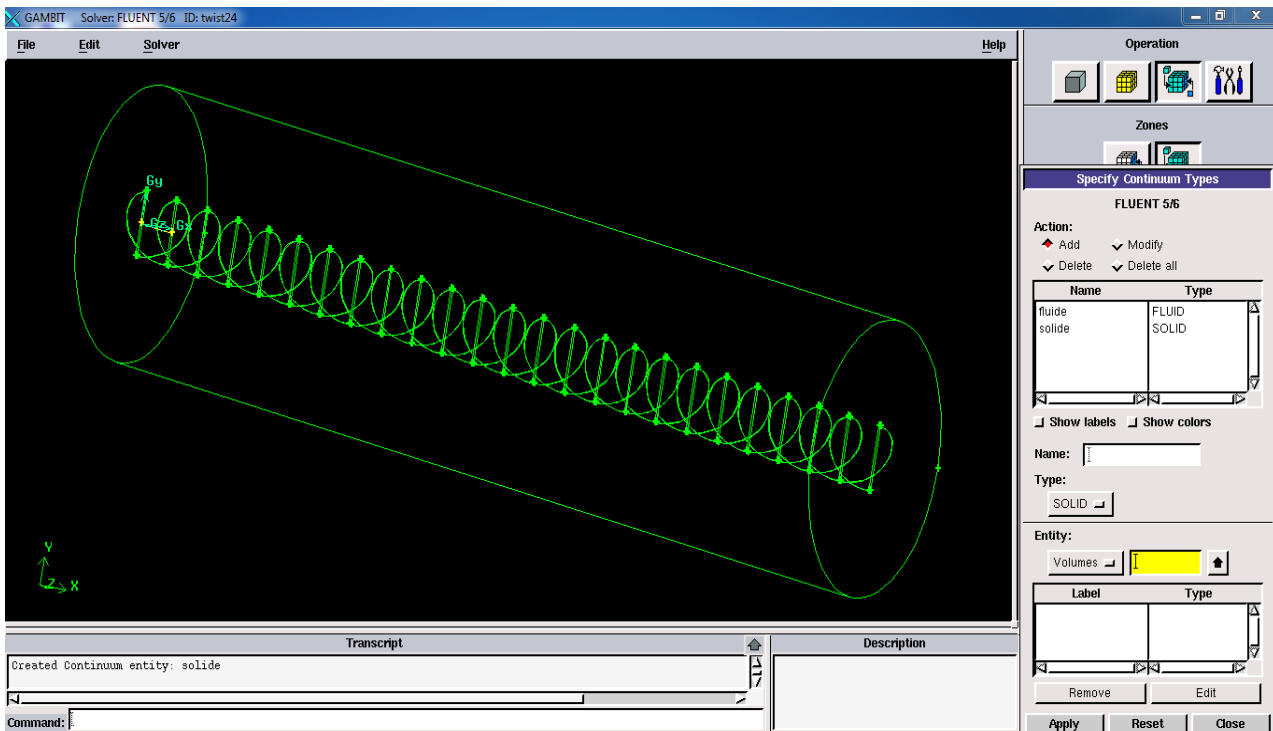


Figure III.14: les zones fluide et solide

k- Exportation du maillage :

File → Export → Mesh → Export Mesh File

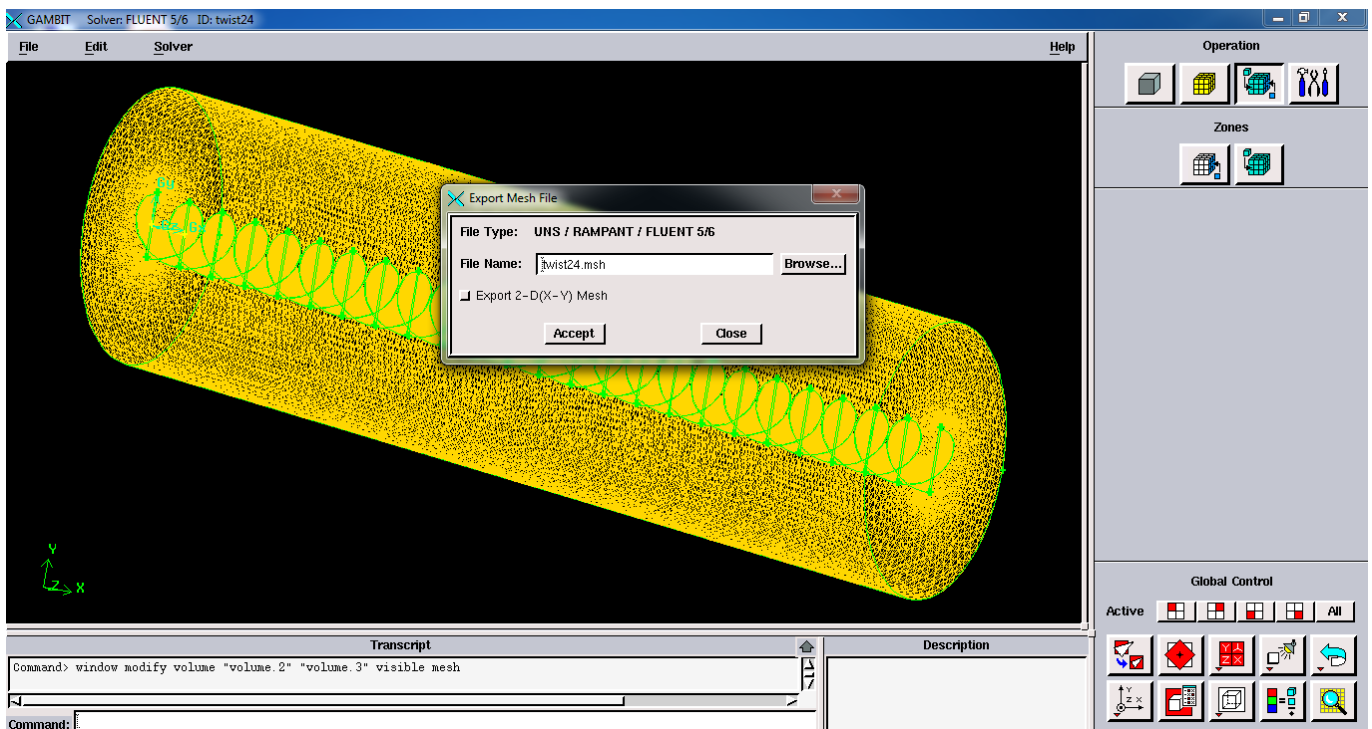


Figure III.15: exportation du maillage

III-4-3 Procédures de simulation sous Fluent :

1- Démarrage la version 3ddp de FLUENT

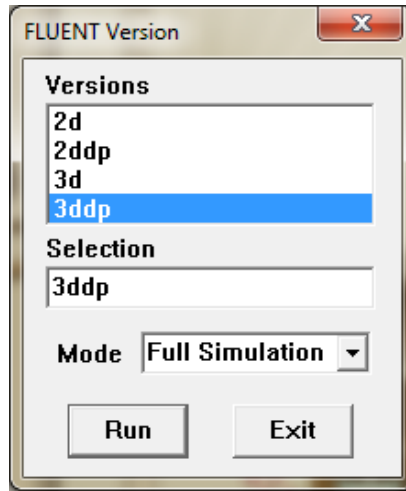


Figure III.16:démarrage de fluent

2- Importation de la géométrie (*.msh):

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit

File > Read > Case...

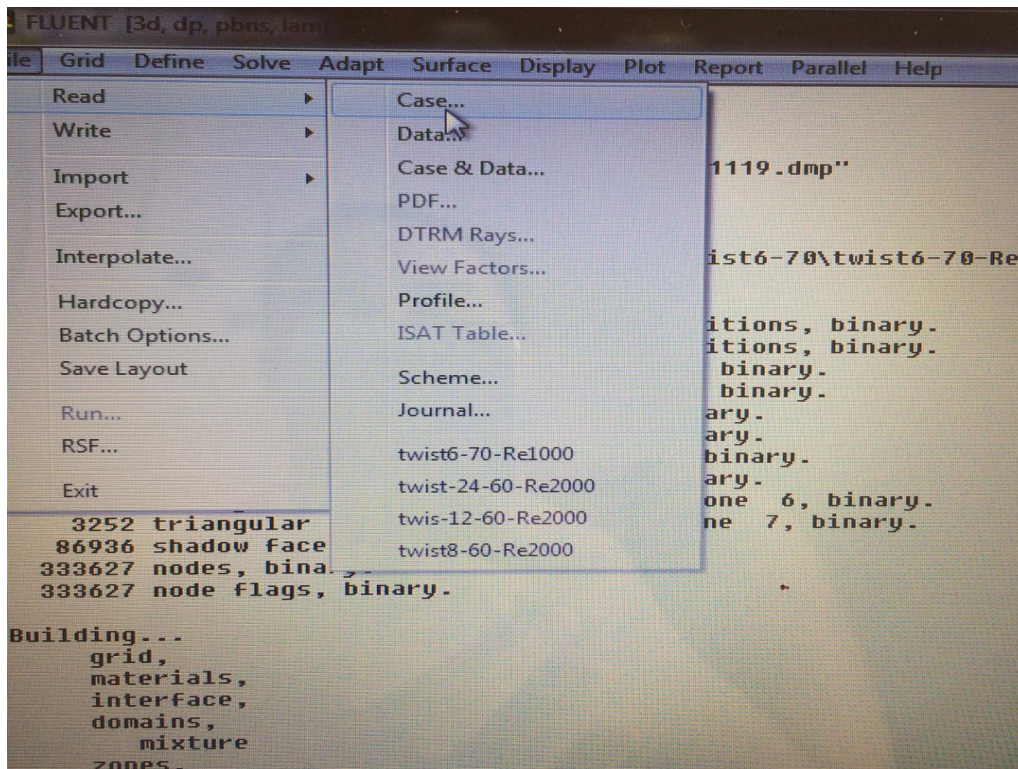


Figure III.17:importation de la géométrie

3- Vérification du maillage

Grid → Check



Figure III.18 : vérification du maillage sous Fluent

4- Lissage du maillage (smooth and swap the grid)

Grid → Smooth/swap

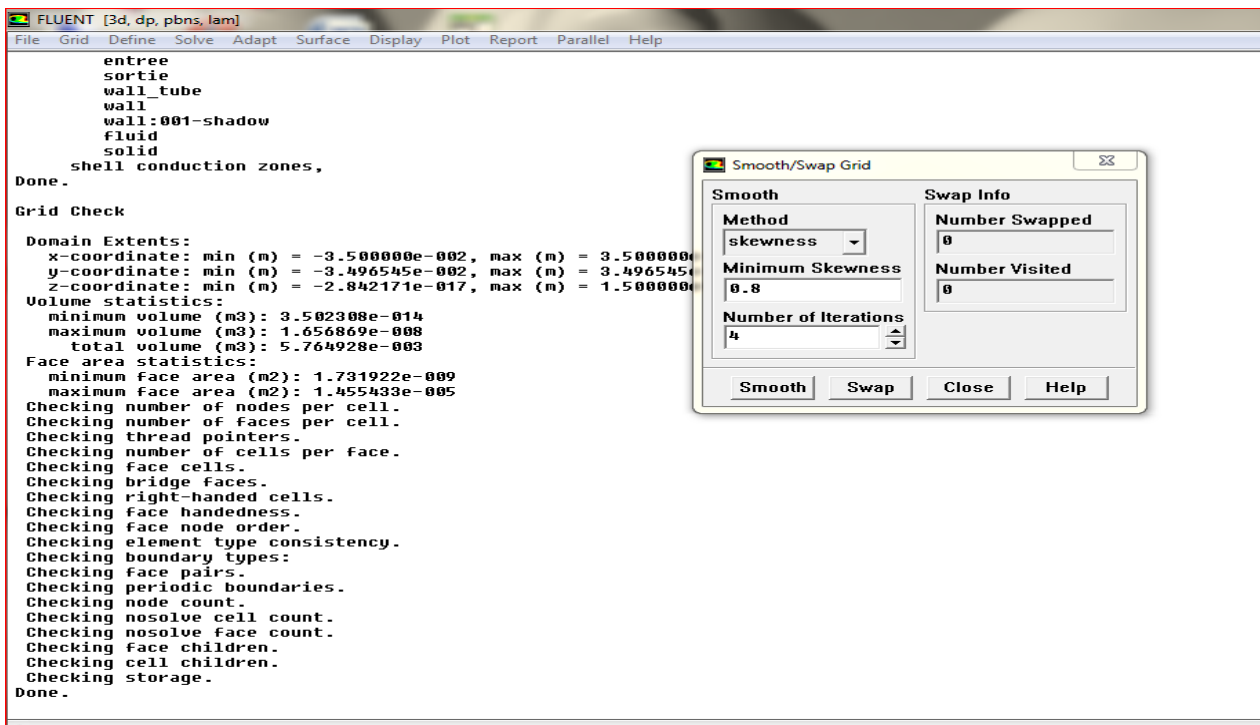


Figure III.19 : lissage du maillage.

5- Modèles :

Define → Models → Solver ..

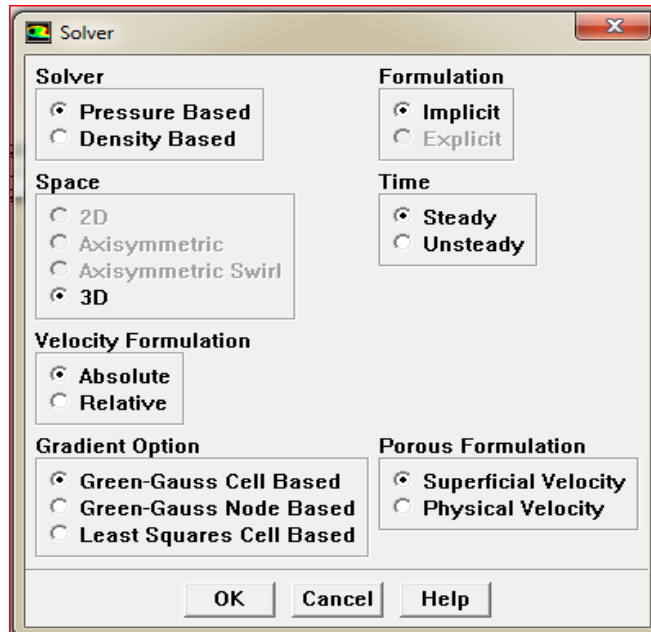


Figure III.20 : définition du modèle.

- (a) Conservez les paramètres par défaut pour les paramètres du solveur basé pression restants.
- (b) Cliquez sur OK pour fermer le panneau de solveur.

Activer le transfert thermique en activant l'équation de l'énergie.

Define > Models > Energy...

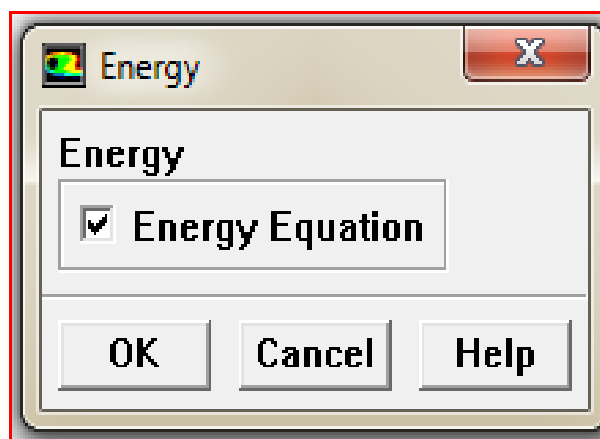


Figure III.21 : Définition d'équation d'énergie

6- Les Matériaux:

Define → Materials

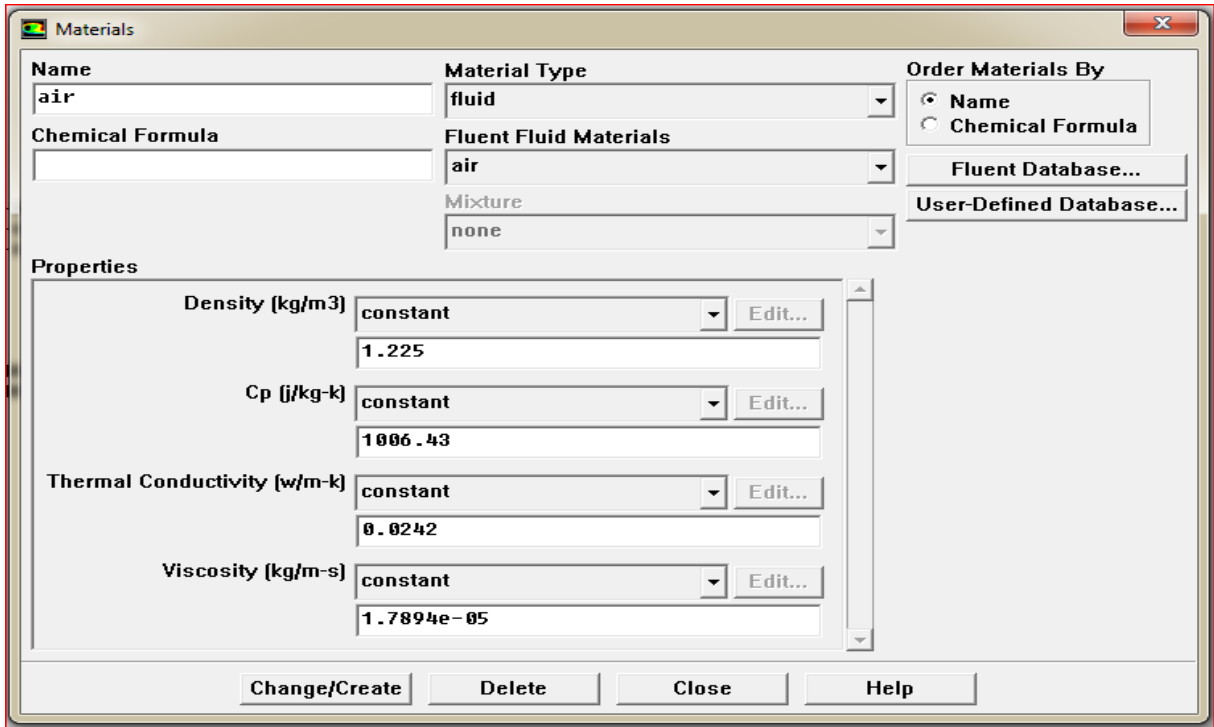


Figure III.22: définition des propriétés des matériaux

7 - Conditions aux limites:

Define → Boundary Conditions...

Définir les conditions limites pour l'entrée d'air (velocity-inlet).

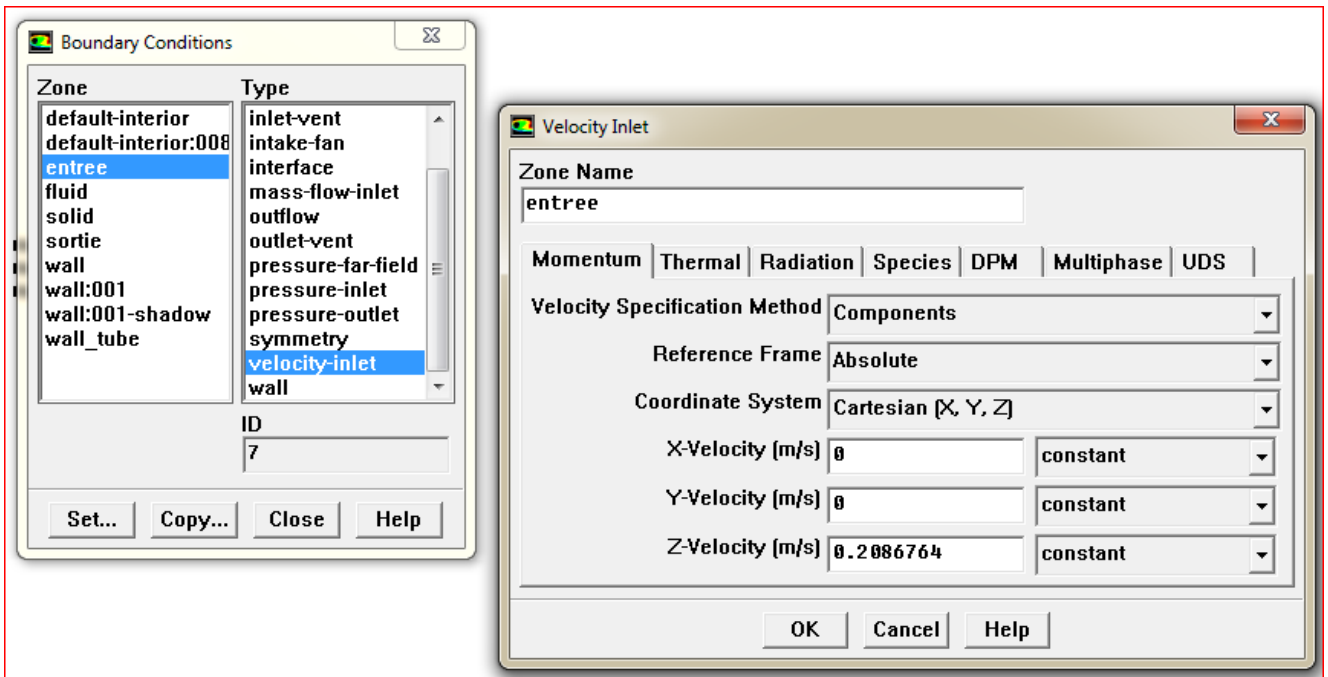


Figure III.23 : condition aux limites

8 - Choix des facteurs de sous relaxation

Solve → Controls → Solution

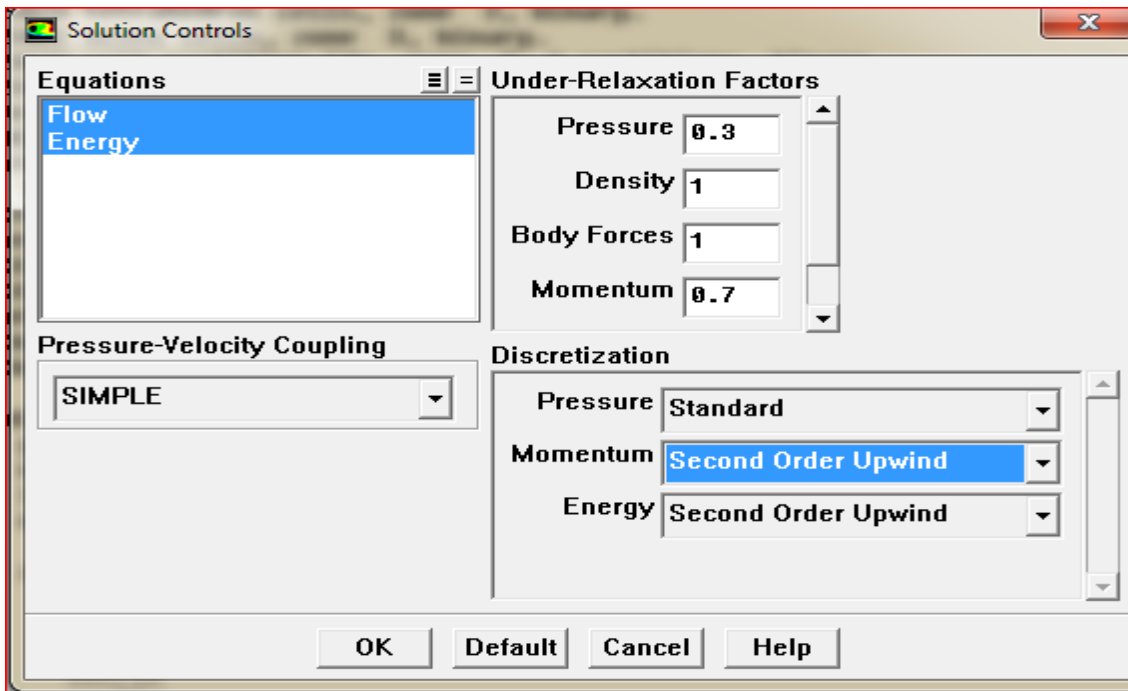


Figure III.24: choix de la solution

9-Solution initiale:

Solve → Initialize → Initialize...

- (a) Cliquez **Init** pour initialiser les variables.
- (b) Fermez le panneau solution initialisation.
- (c) Sélectionnez all-zones dans la liste déroulante (compute From).

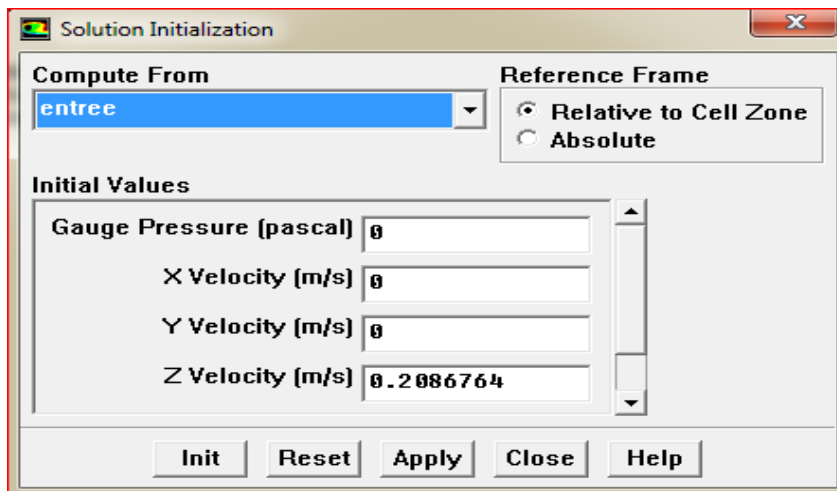


Figure III.25 : Initialiser les variables de champ

10-Activer le tracé des résidus lors du calcul

Solve → Monitors → Résiduel...

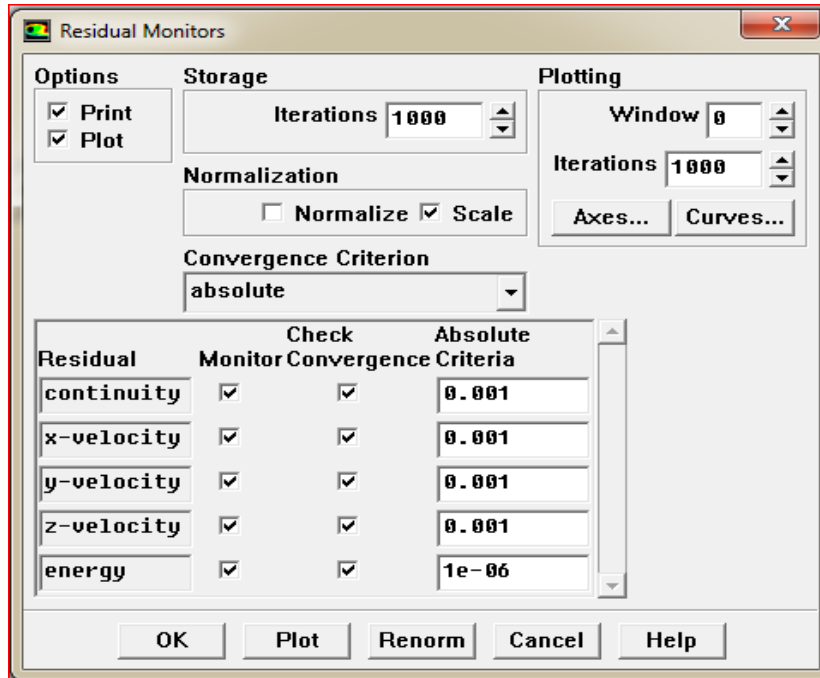


Figure III.26 : Activer le tracé des résidus lors du calcul

- (a) Activer Plot dans la zone de groupe options.
- (b) Cliquez sur OK pour fermer le panneau Résiduel Monitors.
- (c) Enregistrez le fichier de cas (projet.Cas).

11-Solve→Iterate...

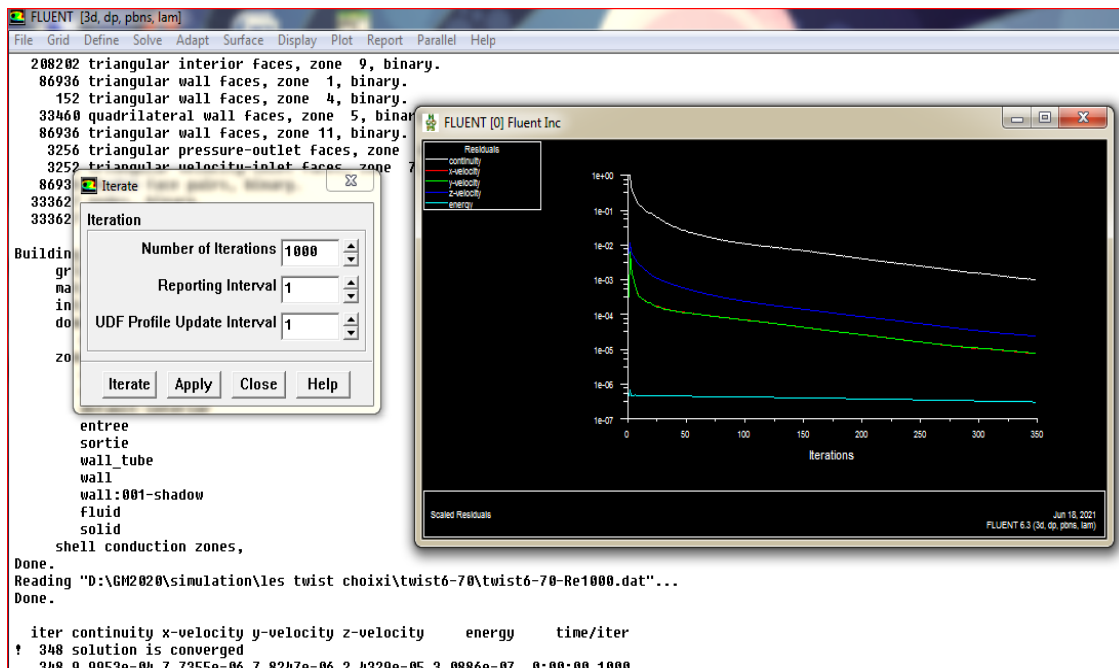


Figure III.27 : définition du nombre d'itérations

15- Calcul de la température de sortie T_{out} :

Report → Surface integral → Mass weighted average → Température → Sortie

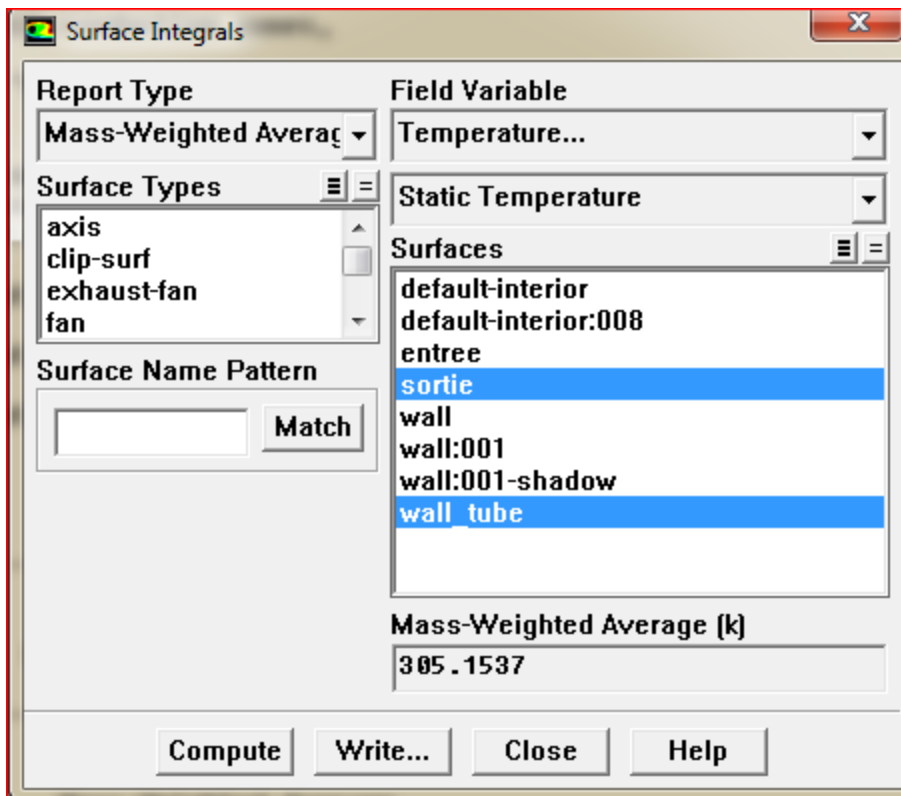


Figure III.29 : Calcul de la température de sortie.

16- Sauvegarde de fichier:

File → Write → Case and Data

III-5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les étapes de la conception et le maillage de la géométrie étudiée en utilisant le logiciel Gambit suivi par la procédure de simulation sous Fluent, les résultats de ces simulations numériques seront présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV :

Résultats et Discussions

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV-1 Introduction:

Dans la présente simulation, un modèle stratifié 3D est appliqué pour décrire l'écoulement à travers un tube circulaire avec un ruban torsadé dans des conditions constantes. Les équations gouvernantes et les relations constitutives sont déterminées et résolues à l'aide du logiciel commercial **FLUENT 6.3.26**.

Toutes les grilles 3D sont créées dans le logiciel **GAMBIT 2.4.6** et exportées vers **FLUENT 6.3.26**. Des simulations numériques ont été effectuées pour des nombres de Reynolds qui varient entre 200 et 2000 et pour différents rapports de torsion ($y = 1,95 ; 3,85 ; 5,92 ; 7,75$). Les résultats de ces simulations numériques font l'objet de ce quatrième chapitre.

IV-2 Les paramètres utilisés :

✚ les propriétés physiques de fluide utilisé (l'air) :

- ◆ masse volumique : $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$.
- ◆ La capacité calorifique : $C_p = 1006,43 \text{ J/kg.K}$.
- ◆ La conductivité thermique : $\lambda = 0,0240 \text{ W/m.K}$.
- ◆ La viscosité dynamique : $\mu = 1,7894001 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$.

✚ Les propriétés physiques du tube et du ruban torsadé (fabriqué en aluminium) :

- ◆ Masse volumique : $\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$.
- ◆ La capacité calorifique : $C_p = 871 \text{ J/kg.K}$.
- ◆ La conductivité thermique : $\lambda = 202.4 \text{ W/m.K}$.

IV-3 Effet de maillage :

Afin d'avoir un compromis raisonnable entre le temps de calcul et la précision des résultats, le choix d'un maillage adéquat s'avère nécessaire. Cela nécessite des essais préliminaires pour tester l'effet du maillage sur la sensibilité des solutions. Dans cette étude nous avons considéré différents maillages pour les trois configurations étudiées. Les résultats obtenus pour un nombre de Reynolds $Re=1000$ en terme du nombre de Nusselt moyen et l'écart de ΔNu calculé par la relation suivante :

$$\Delta Nu = \left| \frac{\overline{Nu} - \overline{Nu}_{ref}}{\overline{Nu}_{ref}} \right| * 100 \quad (IV.1)$$

Chapitre IV : Résultats et Discussions

Sont présentés en fonction du maillage dans le tableau IV.1. Ce tableau montre qu'un bon compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats a été obtenu avec des maillages de :

- **345441** nœuds pour n=12 torsions
- **668695** nœuds pour n=24 torsions
- **333627** nœuds pour n=6 torsions
- **341164** nœuds pour n=8 torsions

Alors, nous avons définitivement les adoptés pour produire tous les résultats des quatres cas étudiés.

n=12			n=24		
Maillage	Nu(=h*D/λ)	ΔNu%	Maillage	Nu	ΔNu%
244184	20,67778654	48,20	568723	18,95945222	72,50017462
260920	16,29254105	16,7711	590533	15,11384159	37,51137339
281126	14,63717125	4,9068	606301	13,3011586	21,01890681
303726	13,39989226	3,9610	631449	12,05583845	9,688519151
345441	13,23508017	5,1422	668695	11,06324958	0,657575027
415299	13,95254784	0	737764	10,99097567	0
n=6			n = 8		
Maillage	Nu	ΔNu%	Maillage	Nu	ΔNu%
169520	21,49979068	56,46087217	244715	23,15520679	53,45182251
178539	18,93458784	37,79306837	261216	17,92266468	18,7752536
197136	15,56931936	13,30293036	278945	15,45849387	2,444952387
222878	14,13167392	2,840723396	341164	14,73652997	2,339573034
264620	13,82713238	0,624476904	404034	15,08956128	0
333627	13,6977887	0,316798535			
419203	13,74132108	0			

Tableau IV.1 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de nœuds de maillage pour Re = 1000.

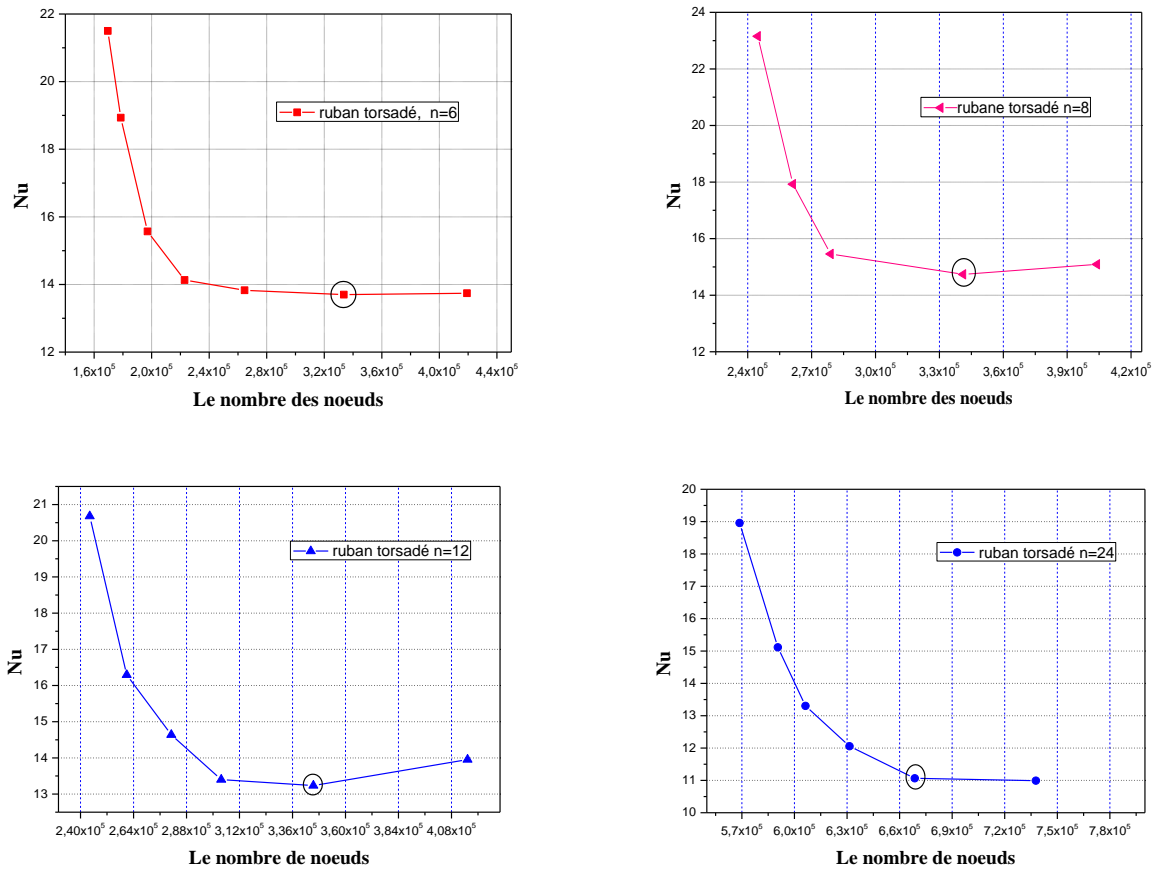


Figure IV.1 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de nœuds de maillage pour les quatres configurations étudiées, Re = 1000.

IV-4 Contours de températures :

Les Figures (IV. 2) à (IV.9) Montrent les contours de température dans le tube a ruban torsadé pour différents rapports de torsion $\gamma = p/w = 1,95, 3,85, 5,92, 7,75$ et par conséquent pour des nombres de pas de torsion n égalet respectivement 24,12,8,6 , pour deux valeurs du nombre de Reynolds Re = 1000 et 2000.

On constate que l’air entre froid dans le tube et sort chaud, à l’entrée la temperature est minimale et elle augmente progressivement en allant de l’entrée vers la sortie.

On remarque également que la temperature de l’air diminue en augmentant le nombre de Reynolds pour différents rapport de torsion γ . La repartition radiale de la temperature montre que la temperature est maximale sur la paroi interne du tube et elle diminue en allant vers le centre.

On peut noté aussi la diminution de la temperature de l’air à l’interieure de tube avec l’augmentation du nombre de pas n et par conséquent la diminution du rapport de torsion γ , l’augmentation du nombre de pas provoque une augmentation de la surface d’échange et par conséquent une augmentation du transfert convectif et une bonne évacuation de la chaleur.

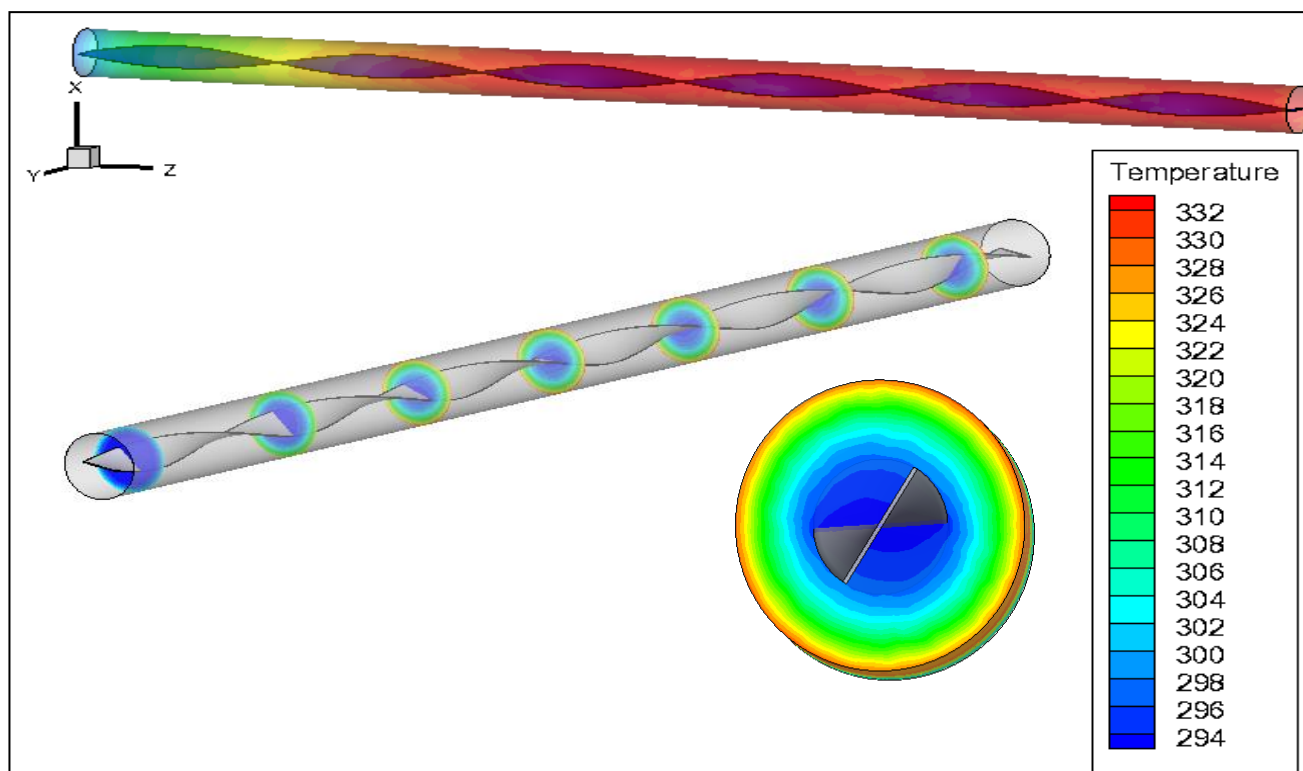


Figure IV.2 Les contours de la température dans le tube à ruban torsadé avec $n=6$, $Re=1000$

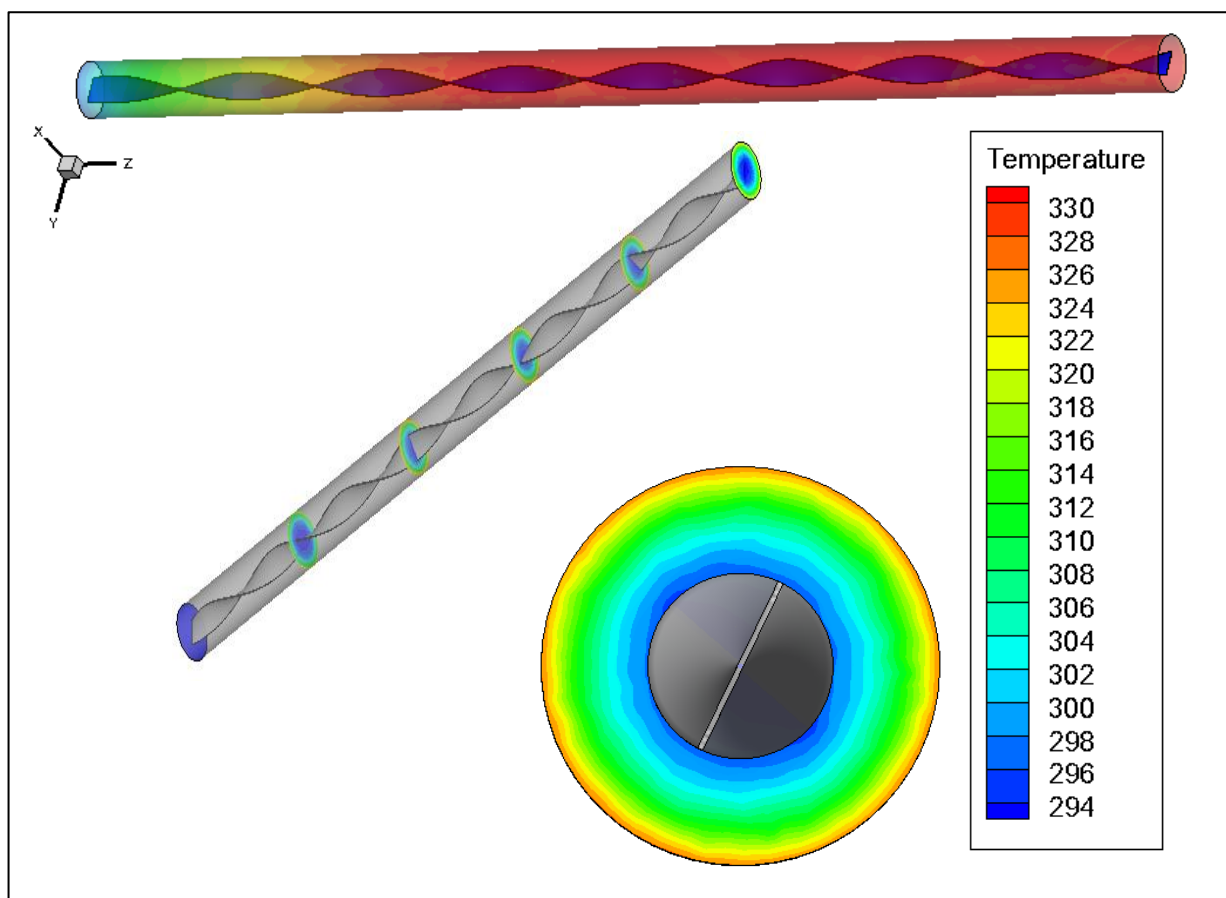


Figure IV.3 Les contours de la température dans le tube à ruban torsadé avec $n=8$ pour $Re=1000$

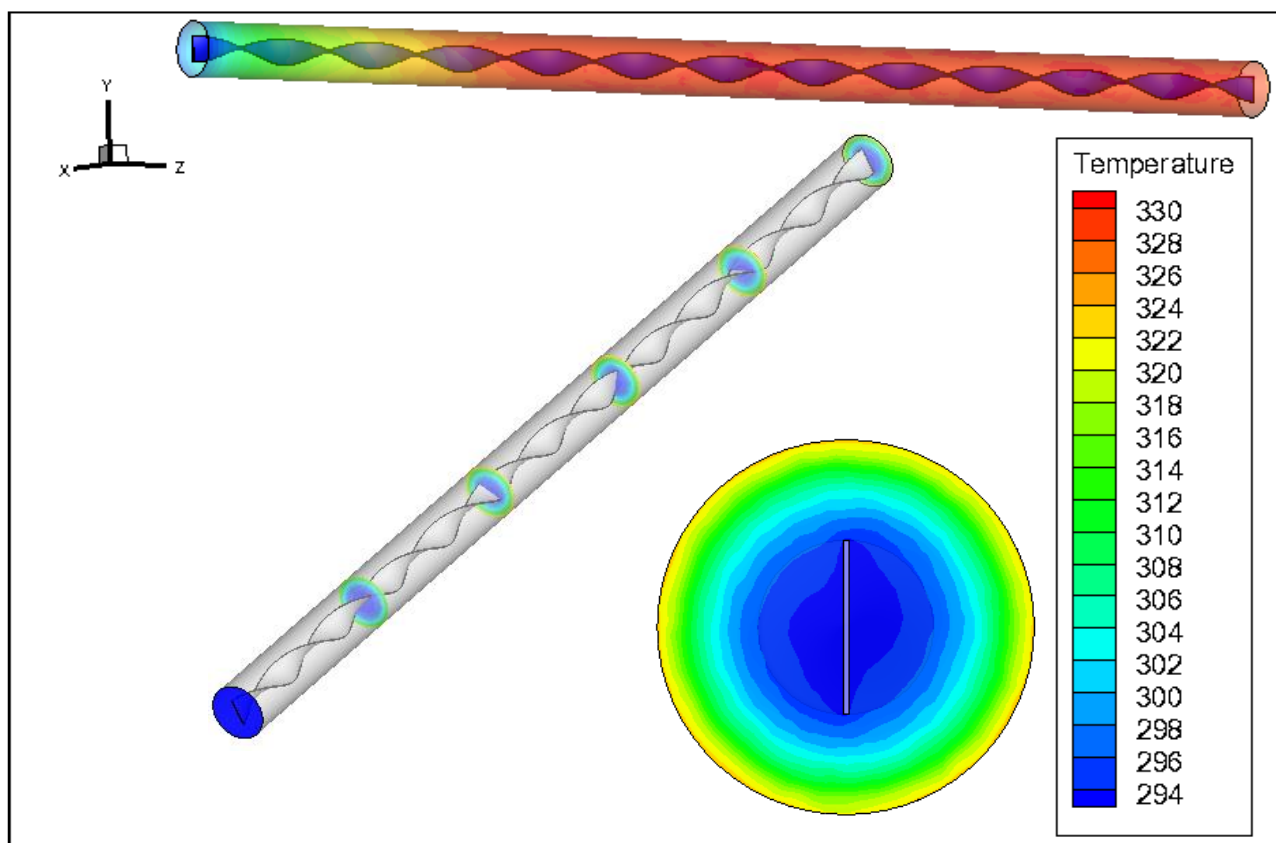


Figure IV.4 Les contours de la temperature dans le tube ruban torsadé avec $n=12$ pour $Re=1000$

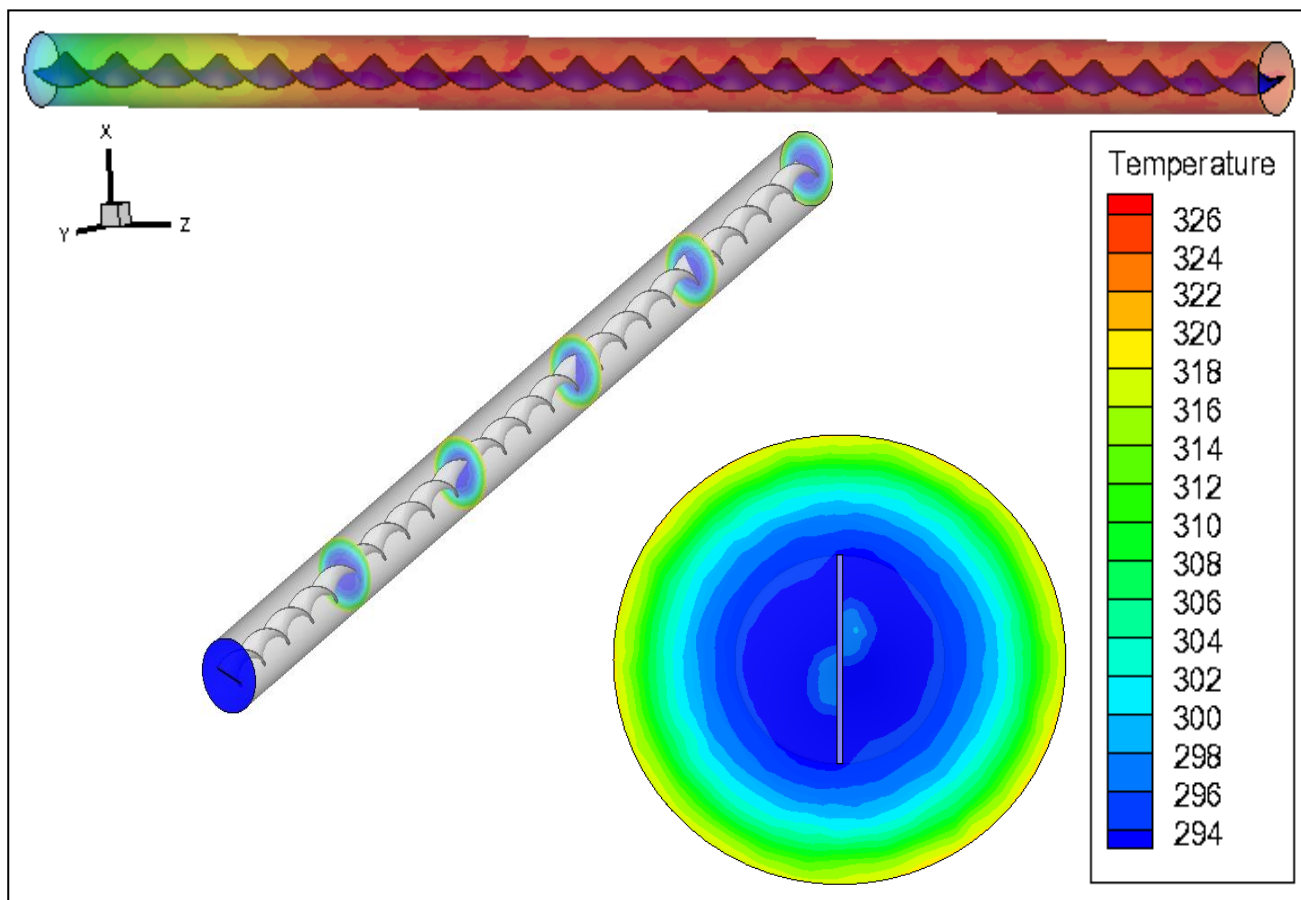


Figure IV.5 Les contours de la température dans le tube a ruban torsadé avec $n=24$ pour $Re=1000$

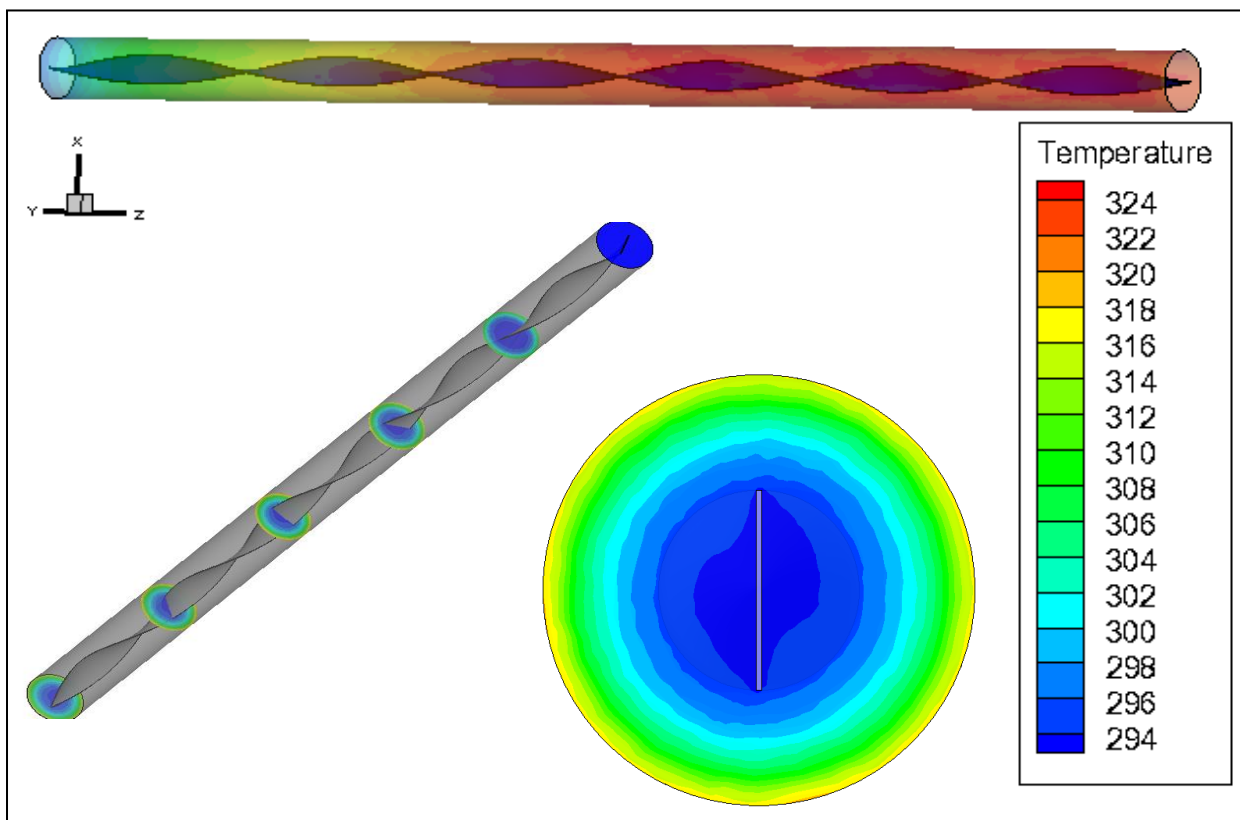


Figure IV.6 Les contours de la température dans le tube a ruban torsadé avec n=6 pour Re=2000

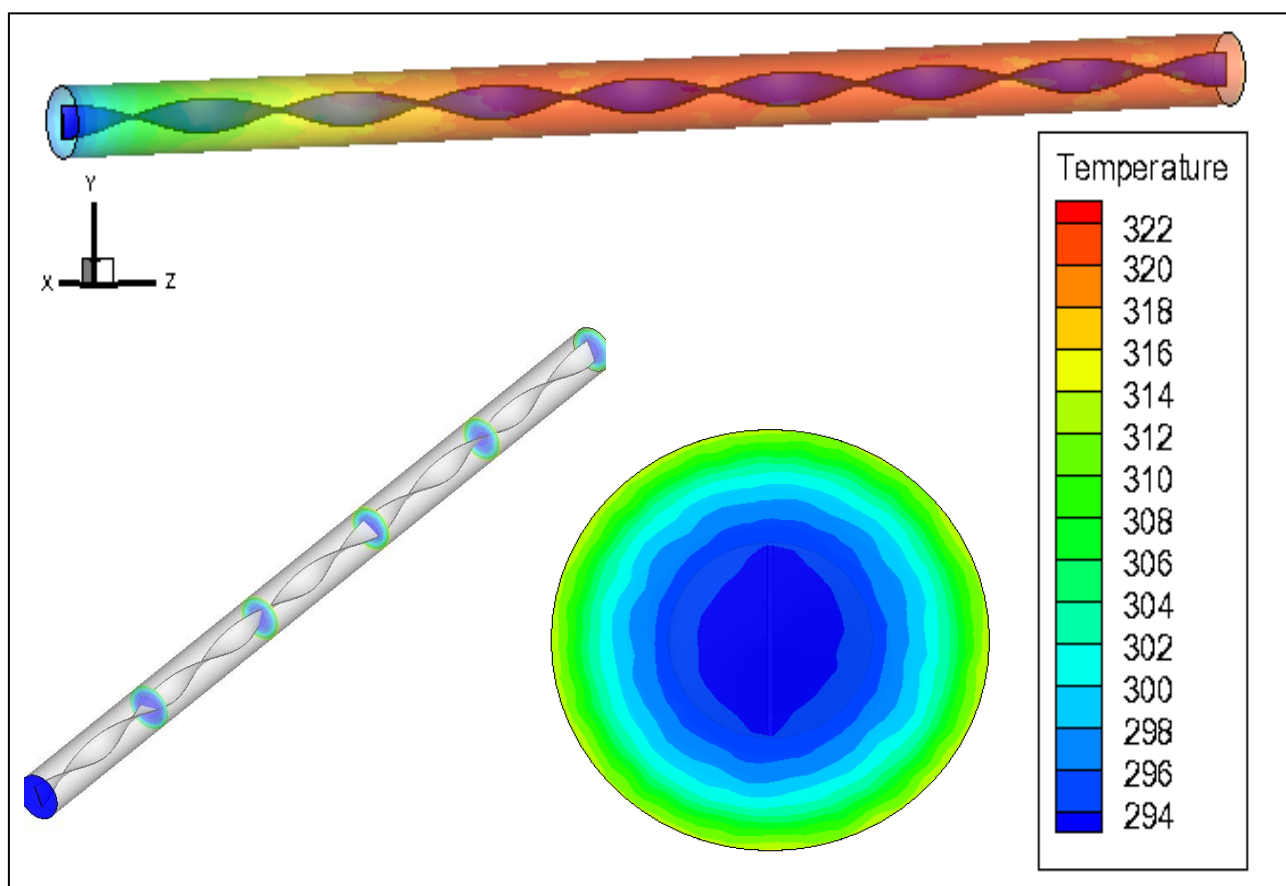


Figure IV.7 Les contours de la température dans le tube a ruban torsadé avec n=8 pour Re=2000

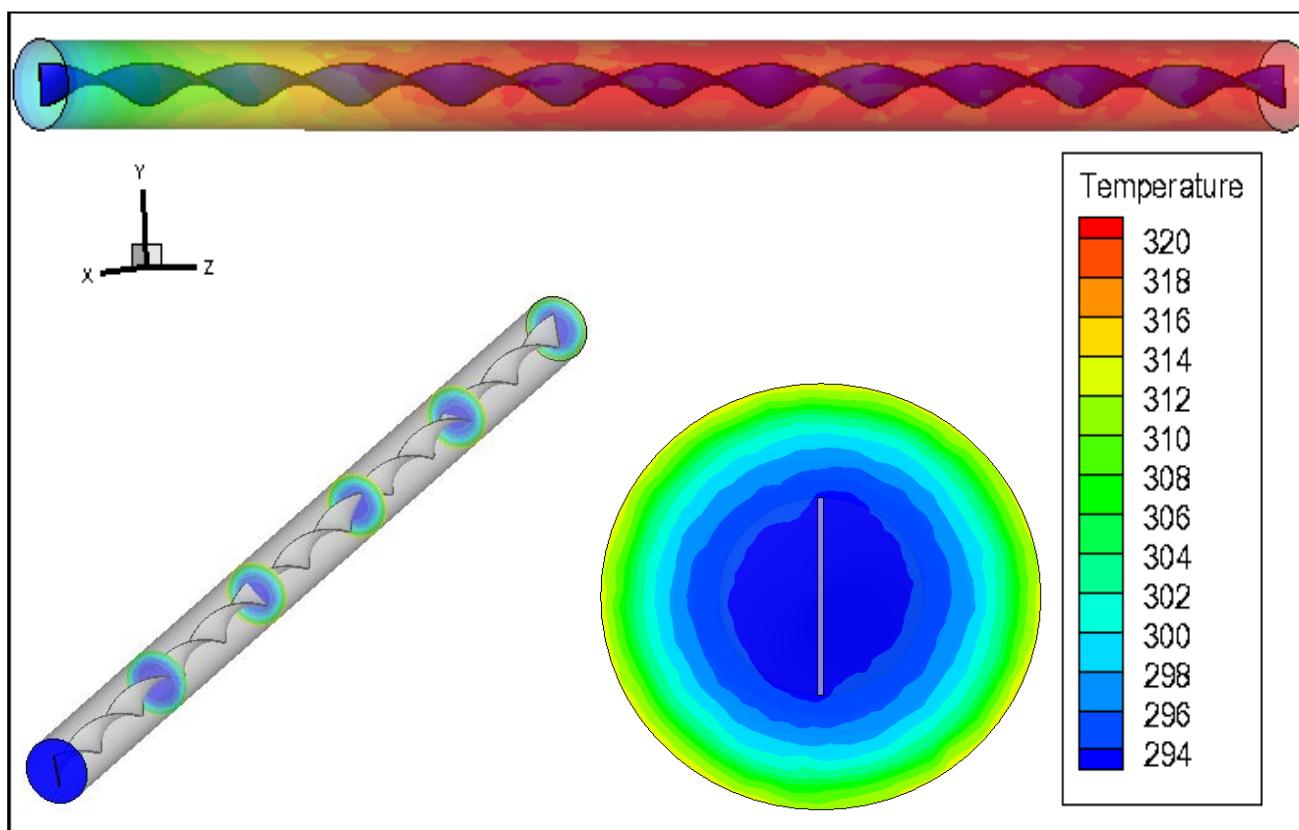


Figure IV.8 Les contours de la température dans le tube a ruban torsadé avec $n=12$ pour $Re=2000$

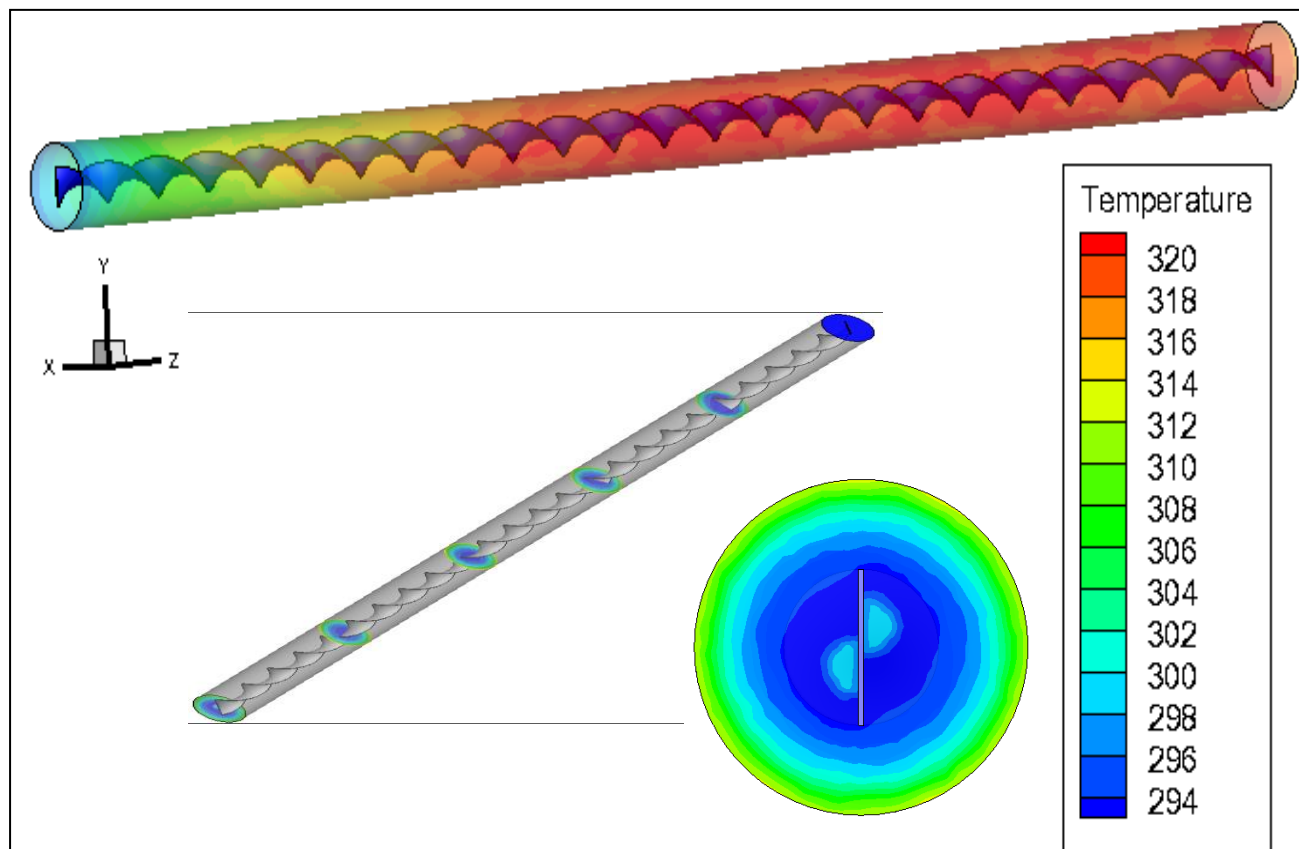


Figure IV.9 Les contours de la température dans le tube a ruban torsadé avec $n=24$ pour $Re=2000$

IV-5 Vecteurs de vitesse :

Les Figures (IV. 10) à (IV. 17) présentent les vecteurs vitesse dans le tube d'échangeur de chaleur a ruban torsadé avec différents rapports de torsion $y = p/w = 1,95, 3,85, 5,92, 7,75$ (et respectivement pour $n=24, 12, 8, 6$) pour deux valeurs du nombre de Reynolds $Re = 1000$ et 2000 .

On constate que la vitesse d'écoulement augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

On remarque également que la vitesse augmente avec l'augmentation du nombre de pas n (et la diminution du rapport de torsion y), la présence du ruban torsadé dans le tube provoque une perturbation dans l'écoulement et le mélange du fluide augmente et par conséquent un accroissement de la vitesse d'écoulement.

On peut noter aussi que la vitesse est minimale près de la paroi du tube et augmente en s'éloignant de la paroi du tube pour atteindre des valeurs maximale près du ruban torsadé.

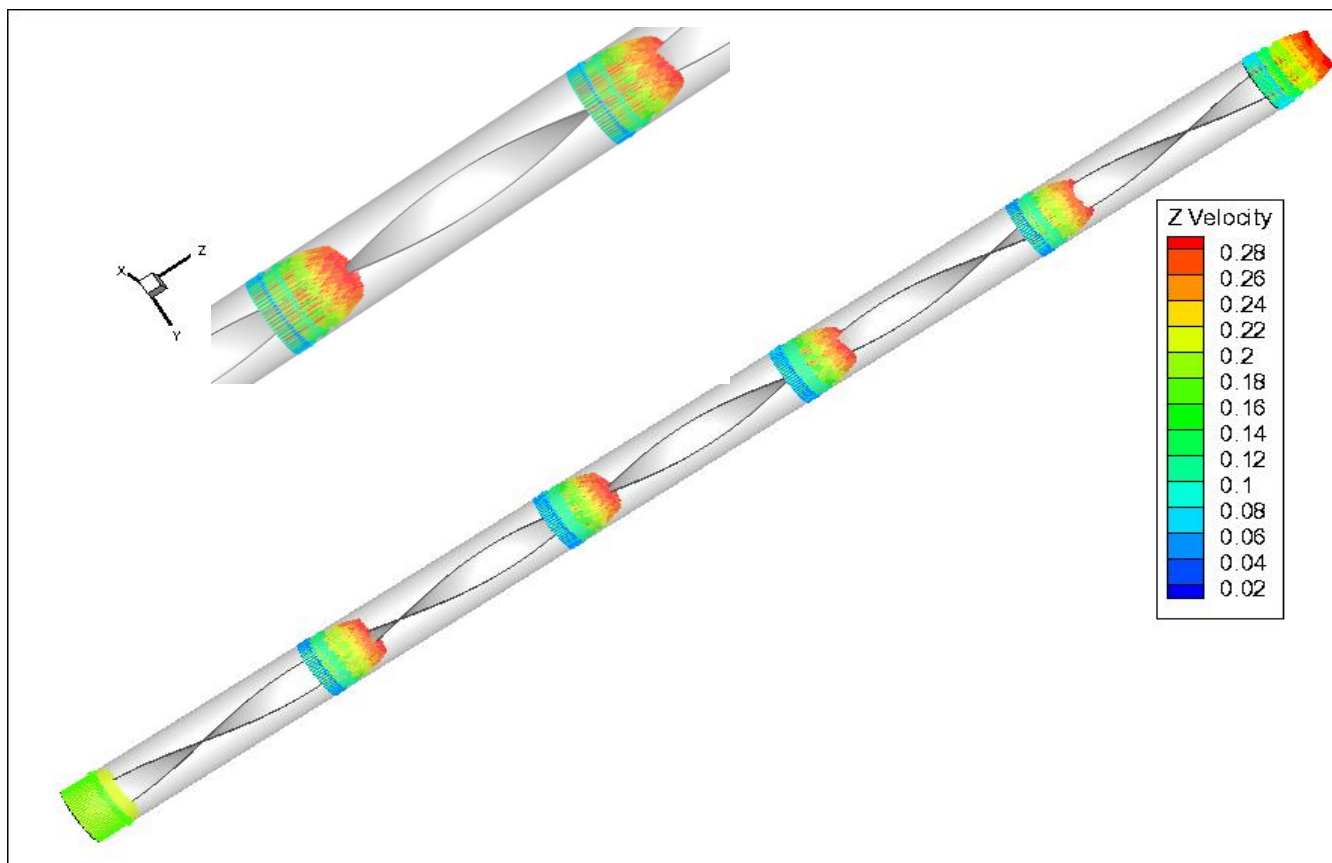


Figure IV.10 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=6$, pour $Re=1000$

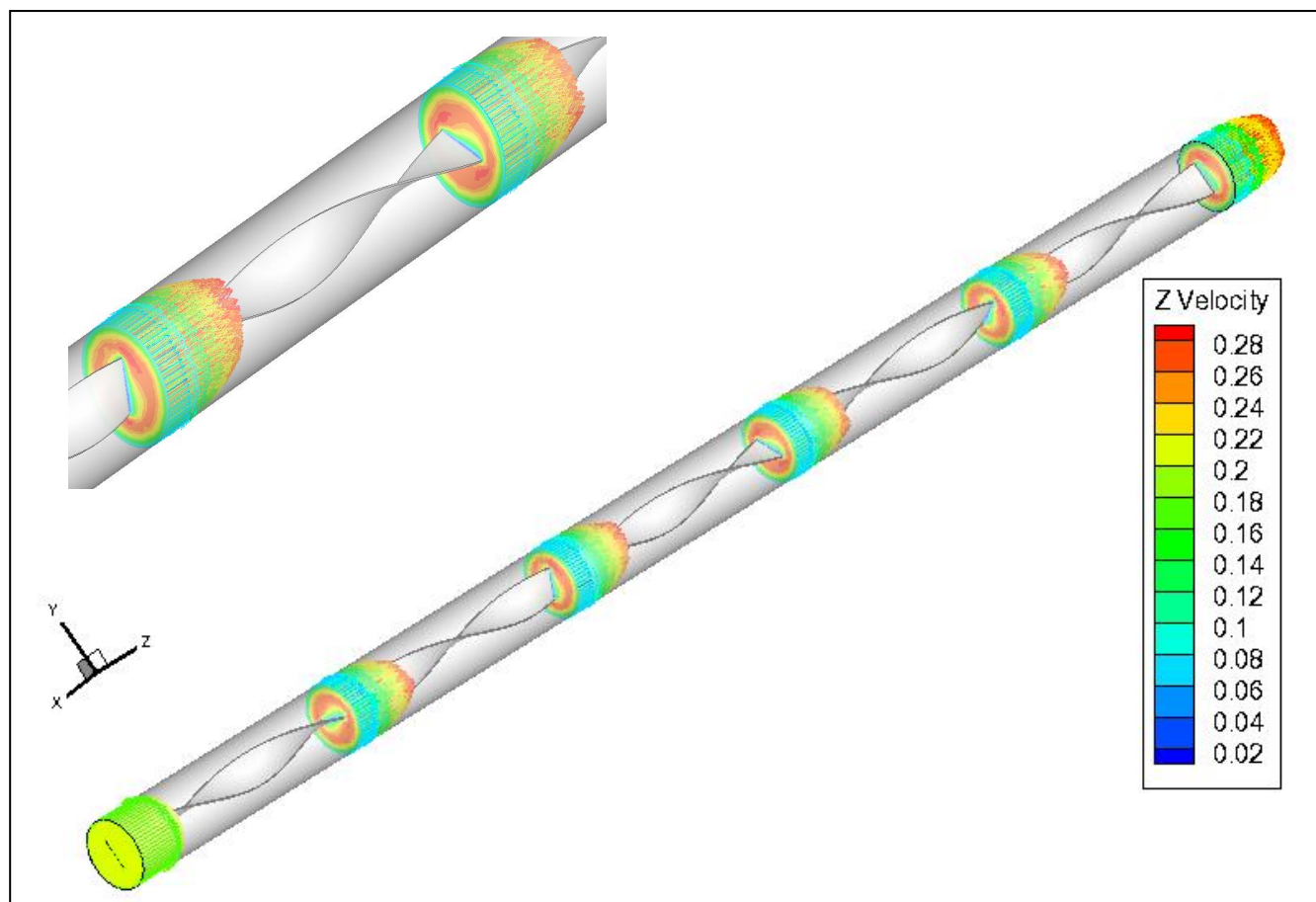


Figure IV.11 Les vecteurs vitesse dans le tube a de ruban torsadé $n=8$, pour $Re=1000$

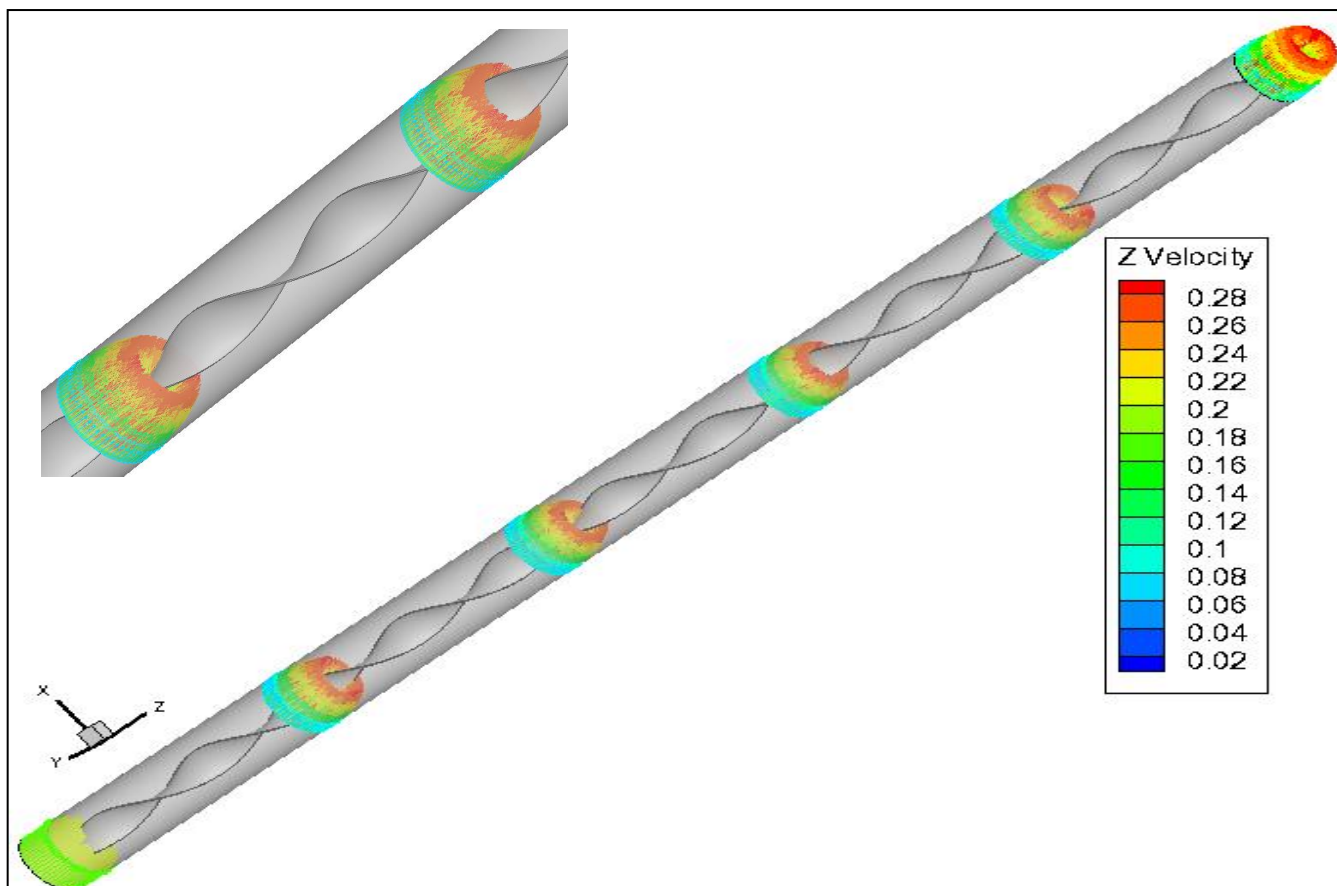


Figure IV.12 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé n=12 pour Re=1000

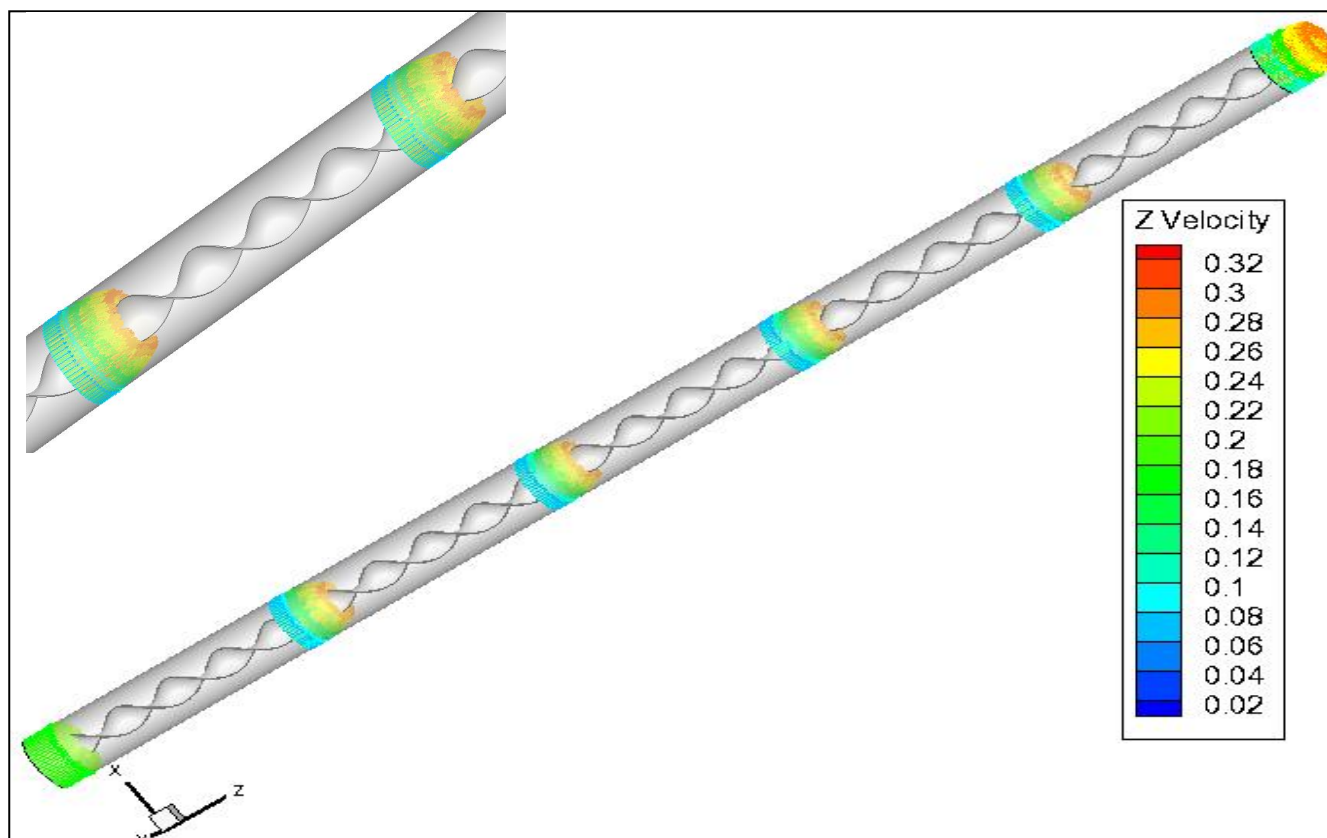


Figure IV.13 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé n=24 pour Re = 1000

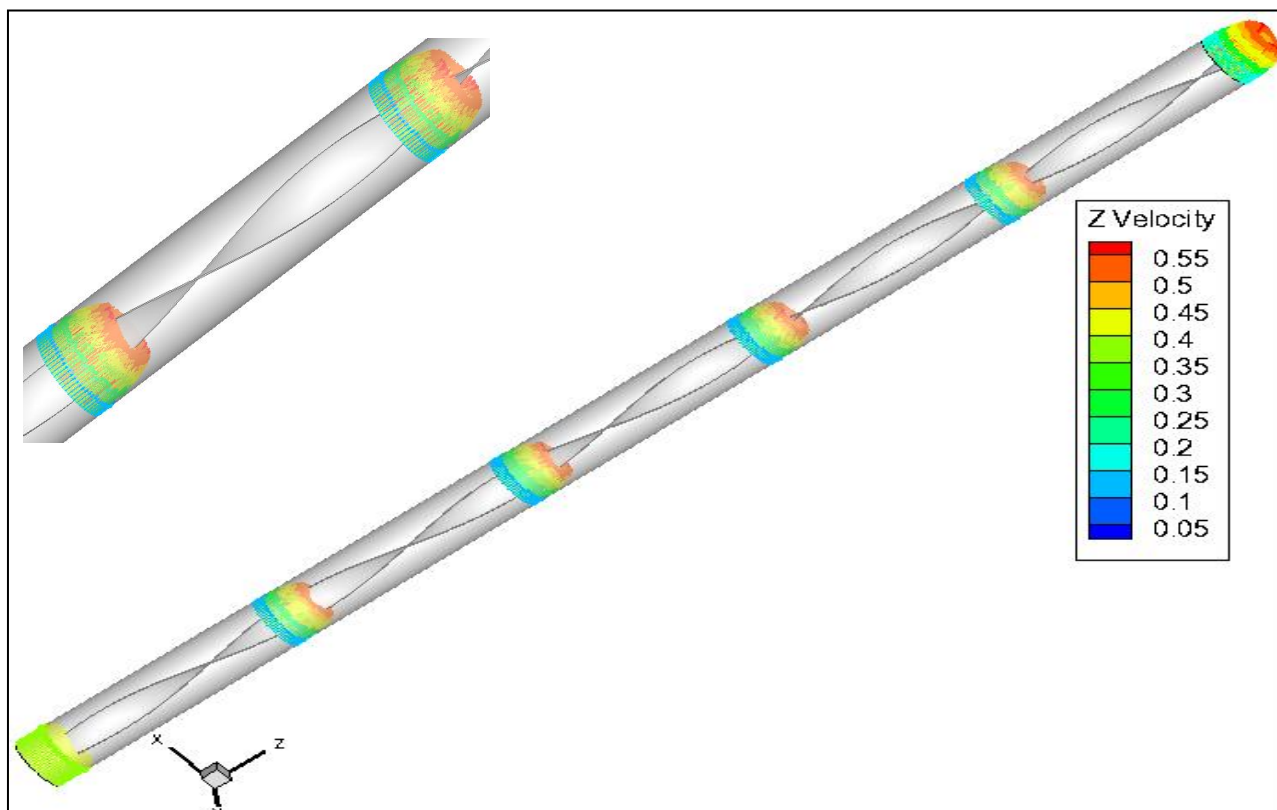


Figure IV.14 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban toradé $n=6$ pour $Re=2000$

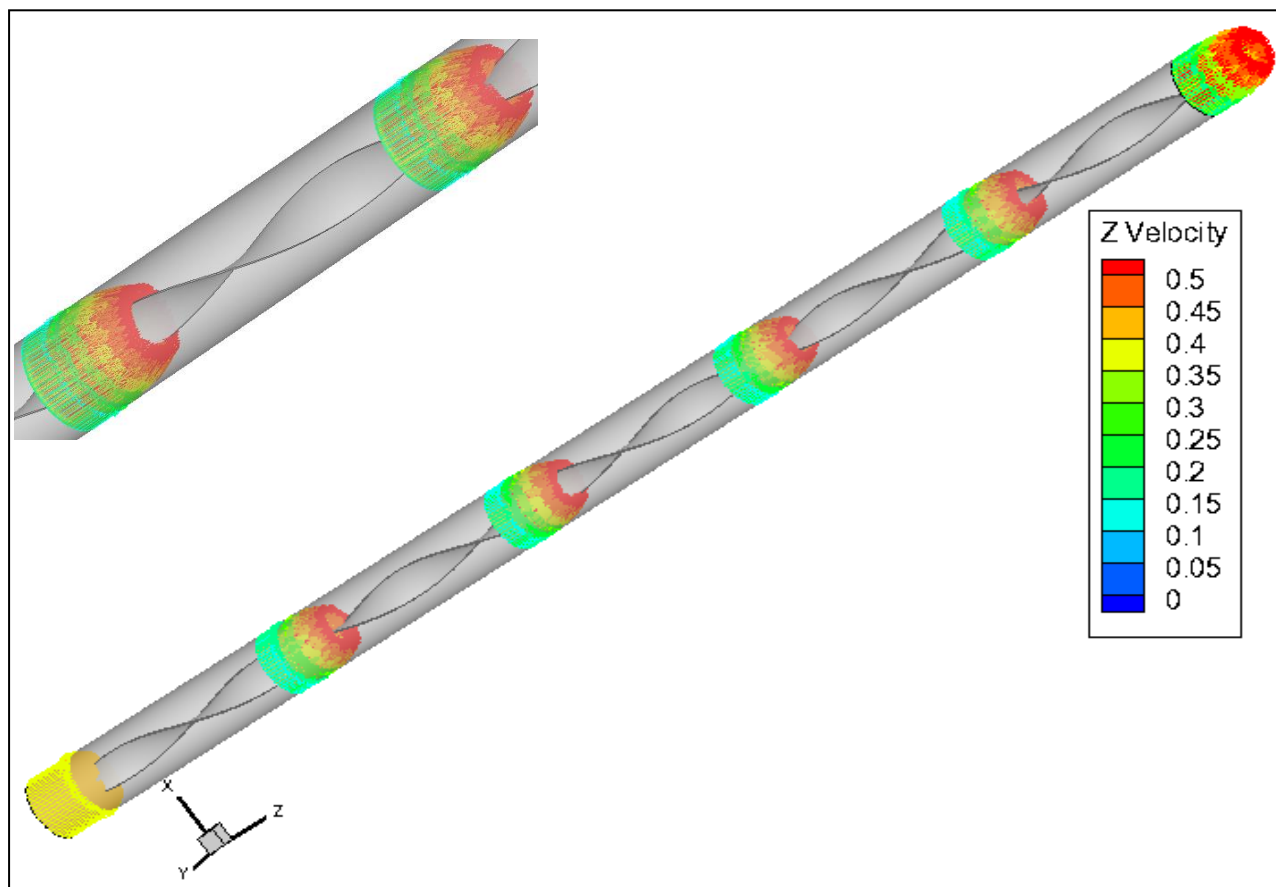


Figure IV.15 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=8$ pour $Re = 2000$

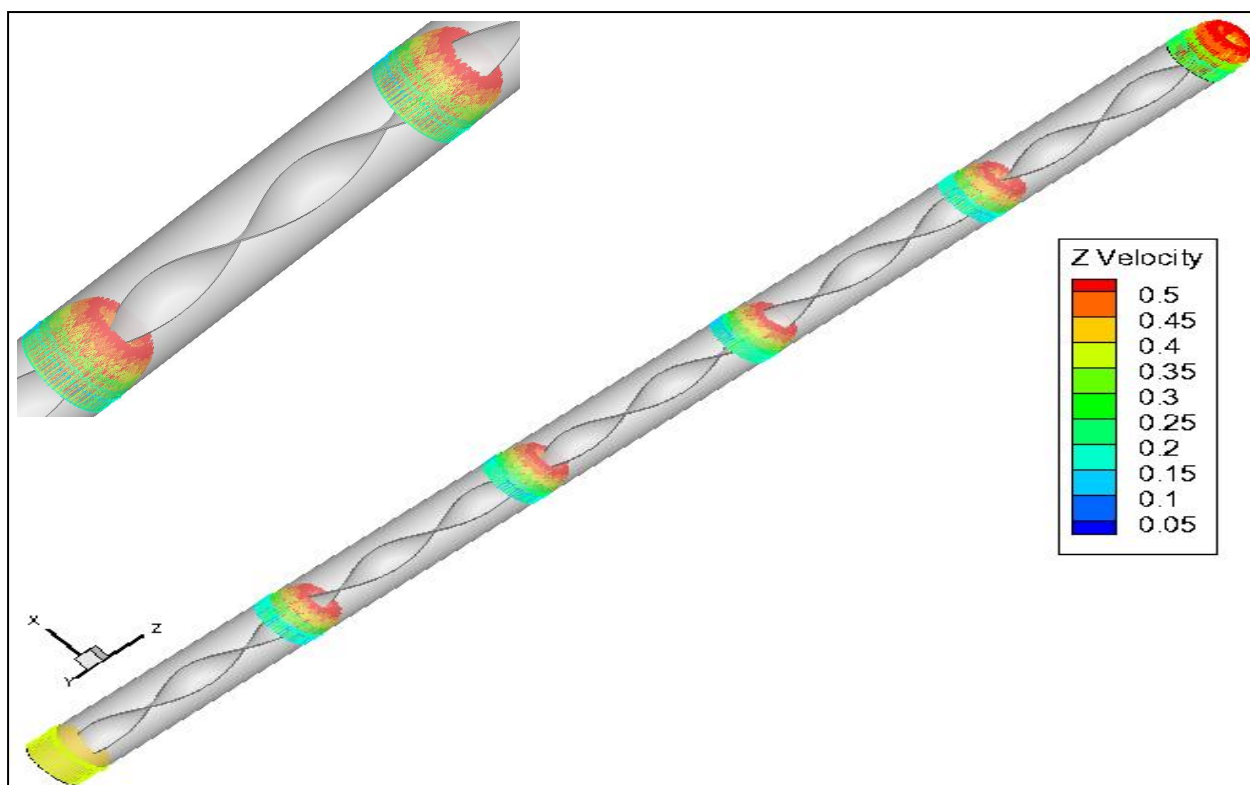


Figure IV.16 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=12$ pour $Re = 2000$

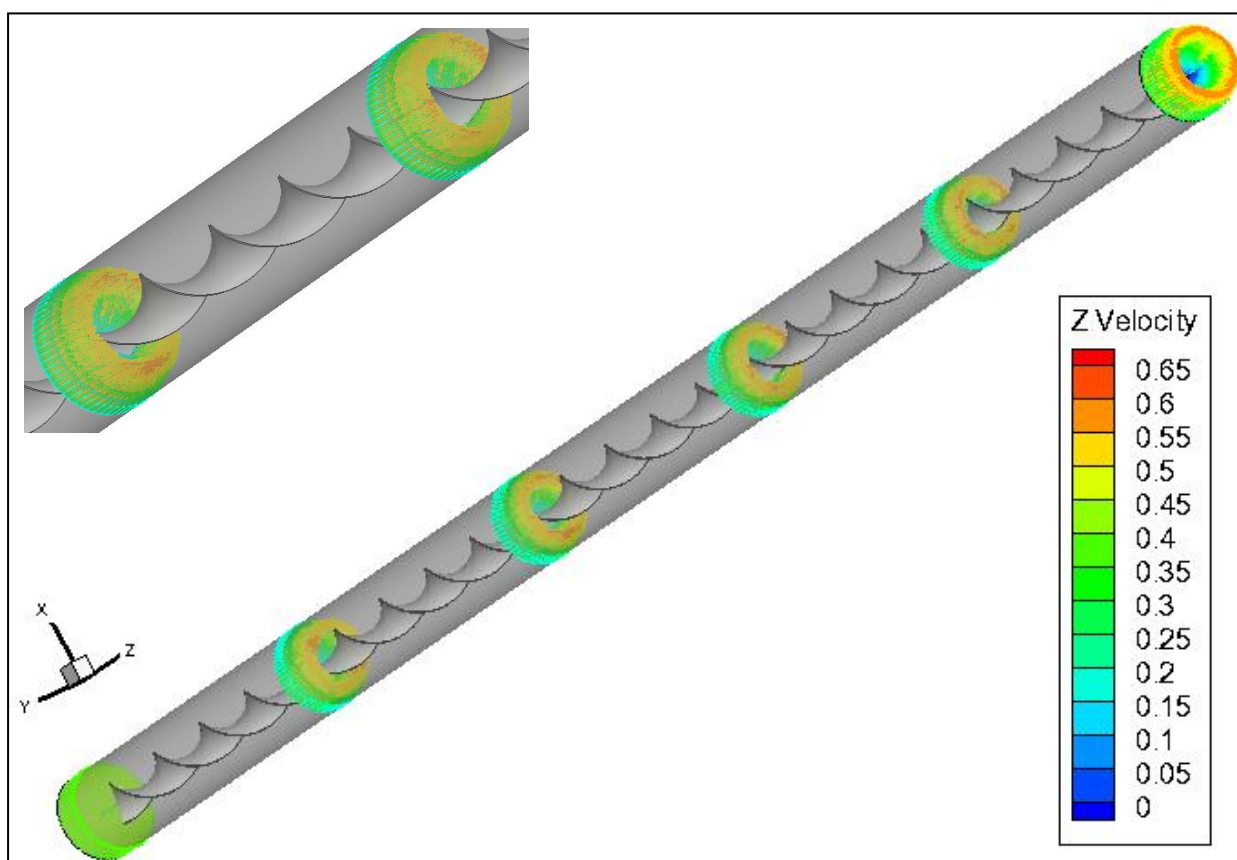


Figure IV.17 Les vecteurs vitesse dans le tube a ruban torsadé $n=24$ pour $Re=2000$

IV-6 Les lignes de courant :

Les Figures (IV.18)à (IV.20) montrent la variation des lignes de courant dans un tube d'échangeur de chaleur a ruban torsadé avec différents rapports de torsion $y = p/w = 3,85, 5,92, 7,75$ pour un nombre de Reynolds **Re = 1000** .

On constate que l'écoulement est sous forme de lignes parallèles (filets fluide) car l'écoulement est laminaire.

Nous pouvons remarqué aussi que les lignes de courant depend de la vitesse d'écoulement, l'augmentation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de la vitesse d'écoulement et par consequent un accroissement dans les valeurs des lignes du courant.

On peut noter également que les lignes de courant dininue avec l'augmentation de pas n de torsion (diminution du rapport de torsion y).

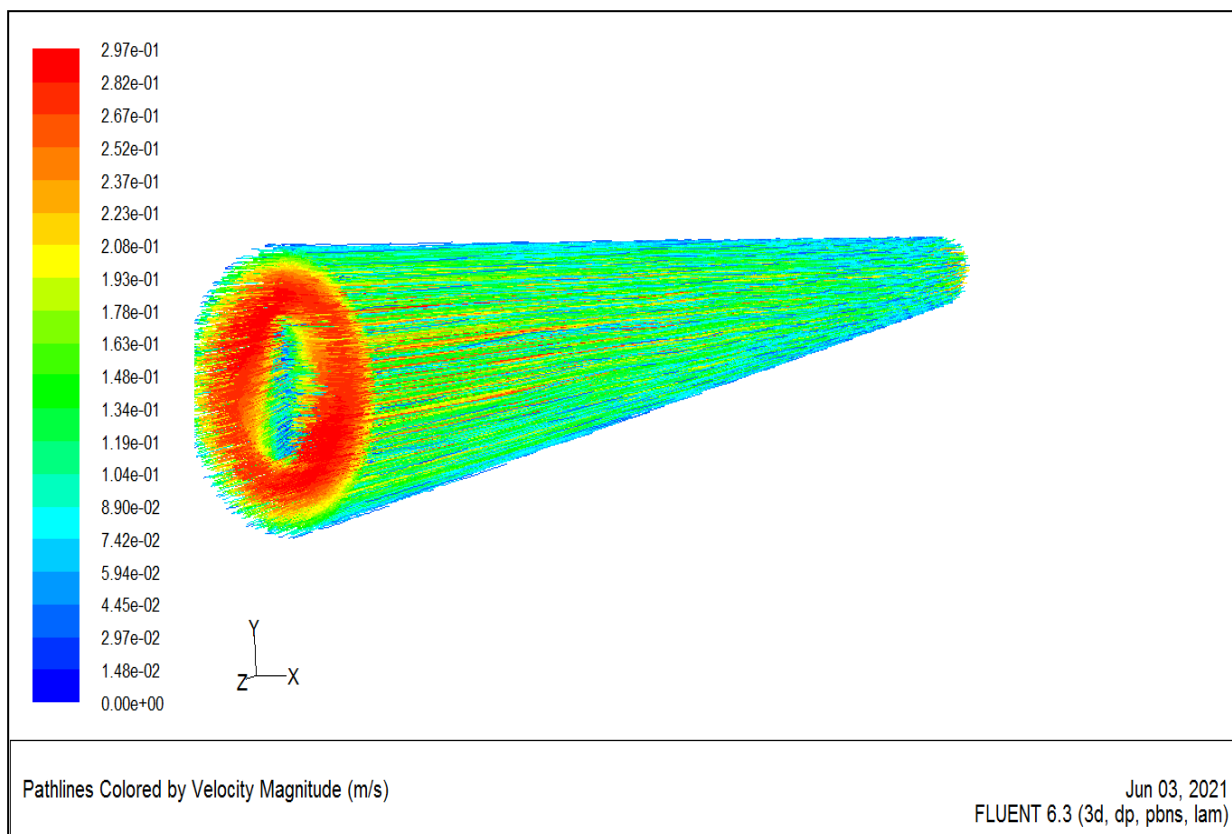


Figure IV.18 Les lignes de courant dans le tube a ruban torsadé n=6, pour Re =1000

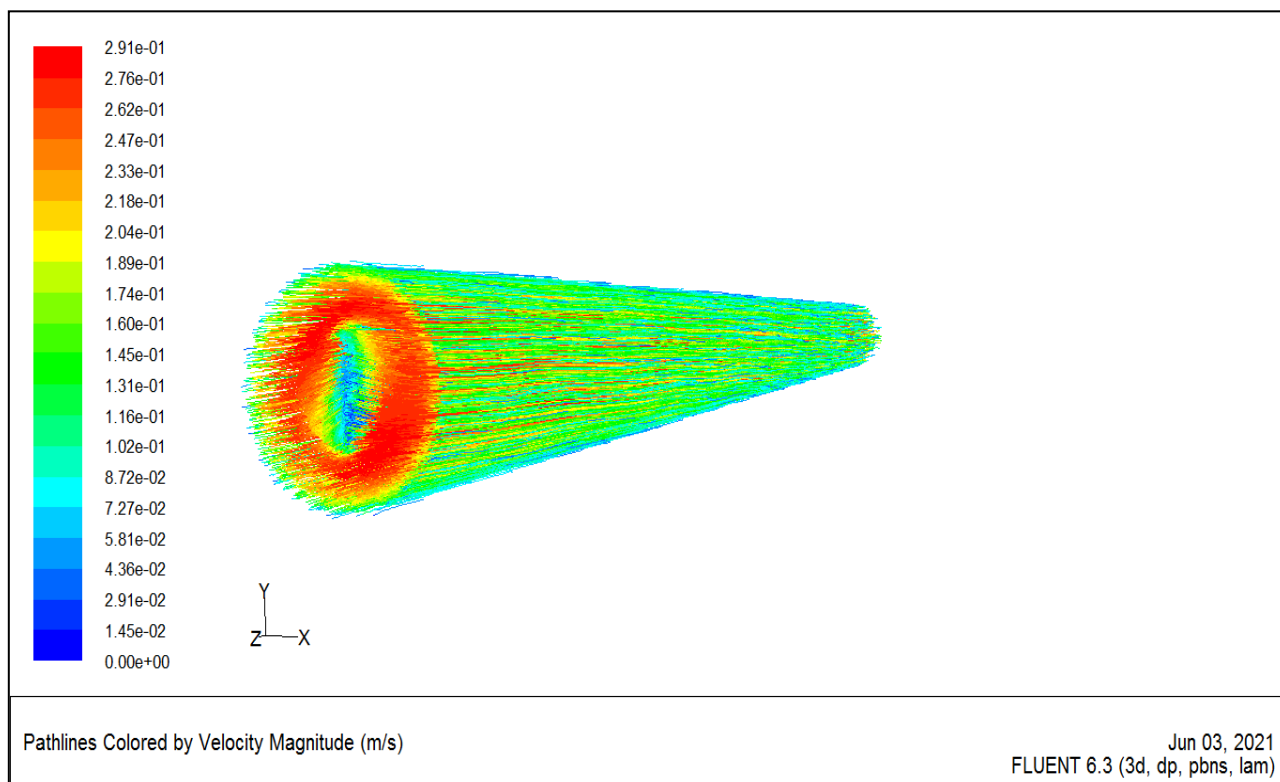


Figure IV.19 Les lignes de courant dans le tube a ruban torsadé n=8 , pour Re =1000

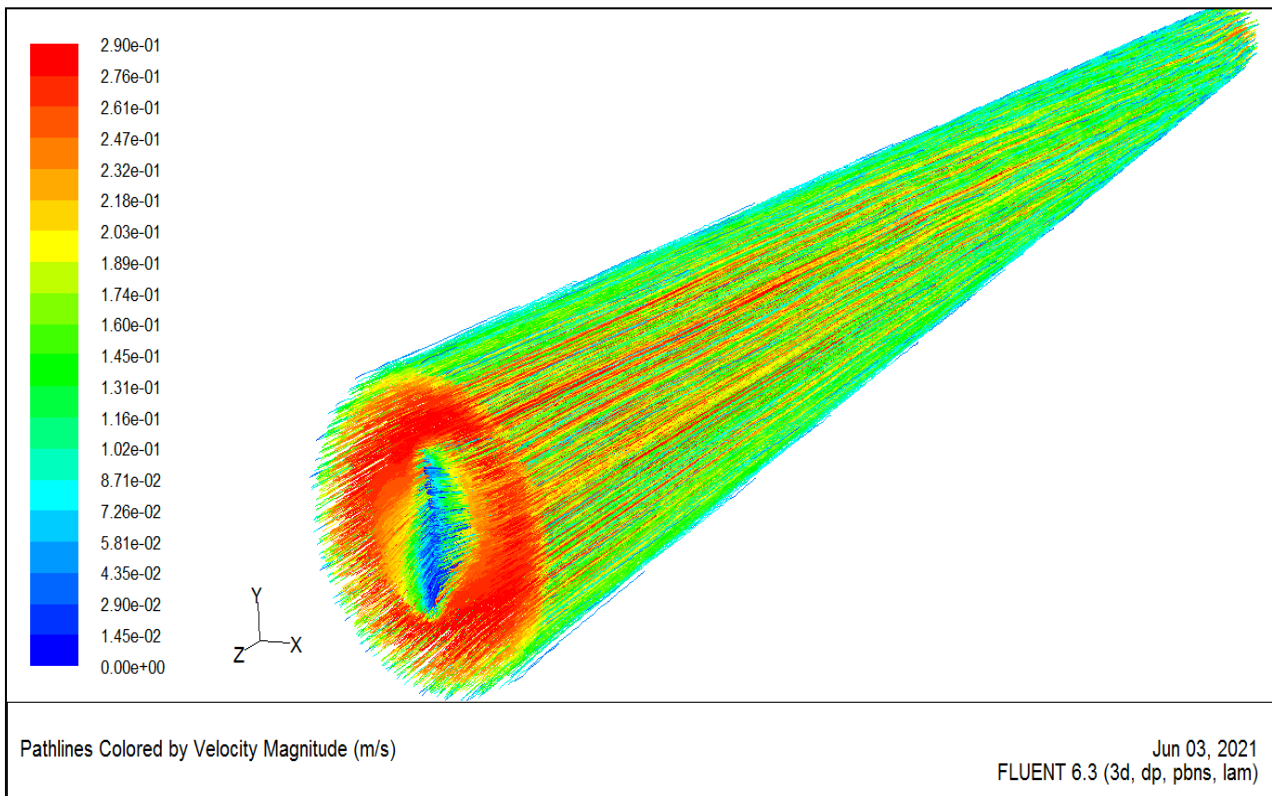


Figure IV. 20 Les lignes de courant dans le tube a ruban torsadé n=12 , pour Re =1000

IV-7 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre du Reynolds :

La figure (IV.21) montrent la variation du nombre de Nusselt Nu en fonction du nombre Reynolds Re dans un tube d'échangeur de chaleur a ruban torsadé et pour des valeurs de pas de torsion $n=24, 12, 8, 6$ qui correspondent à des valeurs de rapport de torsion γ égale respectivement à 1,95, 3,85, 5,92, 7,75.

On constate que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds, et le tube a ruban torsadé avec $n=24$ donne le meilleur nombre de Nusselt surtout pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds.

La diminution du pas de torsion γ et par conséquent l'augmentation du nombre de pas n provoque une augmentation de la surface d'échange et une amélioration de l'échange convectif (augmentation du nombre de Nusselt).

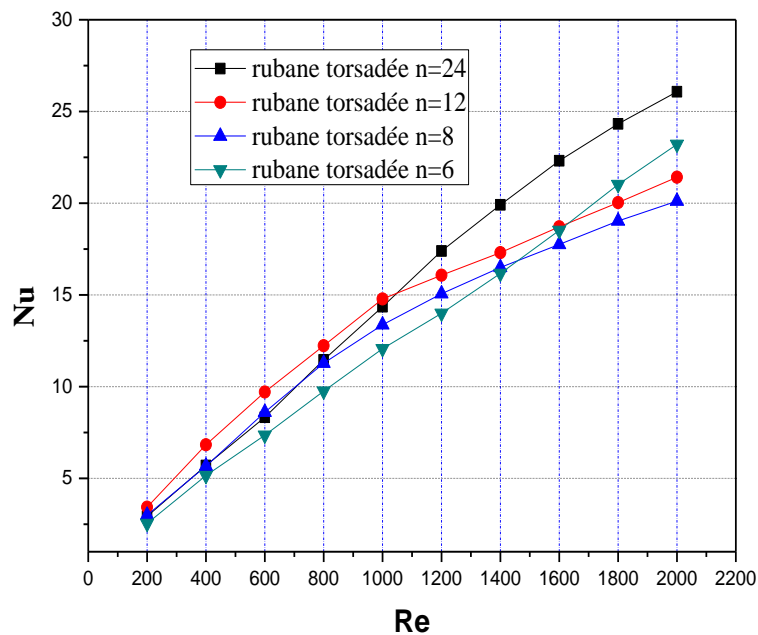


Figure IV.21 Variation du Nu en fonction de Re pour different valeurs du nombre de pas n.

IV-8 Coefficient de frottement

La figure (IV.22) représente la variation du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs du rapport de torsion γ et le nombre de pas n . Comme le montre cette figure, le coefficient de frottement diminue avec l'accroissement du nombre de Reynolds Re , et augmente avec la diminution du rapport de torsion γ et avec l'augmentation du nombre de pas de torsion n . Donc l'échangeur de chaleur avec un ruban torsadé de $\gamma=1.95$, $n=24$ donne un coefficient de frottement maximale.

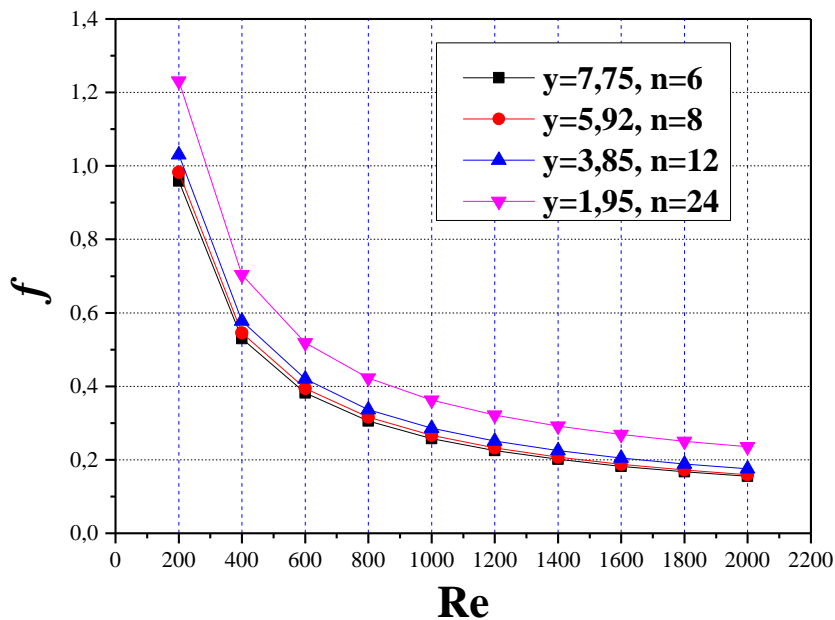


Figure IV.22 Variation du coefficient du frottement en fonction du nombre de Reynolds pour different valeurs du nombre de pas n .

IV-9 La puissance de Pompage

La figure (IV.23) montre la variation de la puissance de pompage en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs de rapport de torsion γ et le nombre de pas n . On peut remarquer que la puissance de pompage augmente avec l'augmentation en nombre de Reynolds pour différentes valeurs de γ et de n et atteint des valeurs maximales pour $Re=2000$.

Cela est dû au fait que l'augmentation de la vitesse d'entrée provoque un accroissement de la chute de pression, donc la puissance nécessaire pour le pompage du fluide augmente. De plus, on constate que la puissance de pompage augmente avec la diminution du rapport de torsion γ et l'augmentation du nombre de pas n . L'échangeur de chaleur avec un ruban torsadé de $\gamma=1.95, n=24$ donne une puissance de pompage maximale.

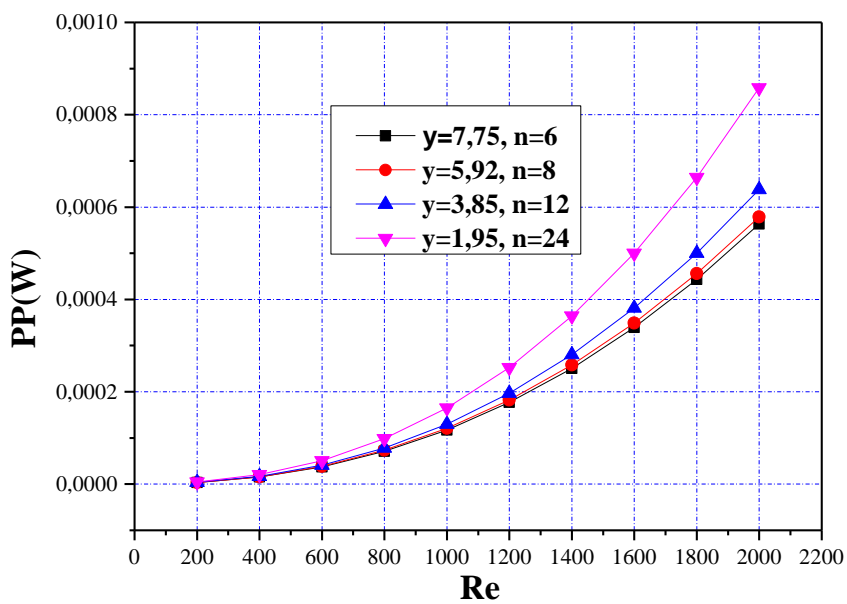


Figure IV.23 Variation de la puissance de pompage en fonction du nombre de Reynolds pour différent valeurs du nombre de pas n .

IV-10 Conclusion

Une étude numérique a été réalisée pour étudier l'écoulement et de transfert de chaleur dans un tube rond équipé d'un ruban torsadé à différents rapport de torsion ($\gamma = 1,95, 3,85, 5, 92$ et $7,75$) pour un écoulement laminaire, $Re = 200$ à 2000 . L'utilisation du ruban torsadé augmente le transfert de chaleur et le tube avec un ruban de $n=24$ donne un nombre de Nusselt maximale et une température minimale.

Le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation de Re et atteint des valeurs maximales pour $n=24$.

La puissance de pompage augmente avec le nombre de Reynolds, et avec l'accroissement du nombre de pas n et atteint une valeur maximale pour $n=24$.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans ce travail, nous avons simulé numériquement les performances thermique et hydrodynamique d'un écoulement dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé en régime laminaire pour différents nombre de Reynolds.

Nous avons développé un modèle mathématique décrivant notre problème physique. Les équations gouvernantes et les relations constitutives sont déterminées et résolues à l'aide du logiciel commercial **FLUENT 6.3.26**.

Toutes les configurations en 3D sont créées et mailler en utilisant le logiciel **GAMBIT 2.4.6** et exportées vers **FLUENT 6.3.26**. Des simulations numériques ont été effectuées pour des nombres de Reynolds qui varie entre 200 et 2000 et pour différents rapports de torsion ($y= 1,95 ; 3,85 ; 5,92 ; 7,75$).

Les résultats numériques trouvés montrent que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds, et le tube à ruban torsadé avec $n=24$ donne le meilleur nombre de Nusselt surtout pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds.

La diminution du pas de torsion y et par conséquent l'augmentation du nombre de pas n provoque une augmentation de la surface d'échange et une amélioration de l'échange convectif (augmentation du nombre de Nusselt).

Le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation de Re et atteint des valeurs maximales pour $n=24$.

La puissance de pompage augmente avec le nombre de Reynolds, et avec l'accroissement du nombre de pas n et atteint une valeur maximale pour $n=24$.

Références Bibliographiques

- [1]. Ould Amer.N & Ouadah.S, thèse master « Simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur de chaleur » en Faculté de technologie, Département de génie mécanique, option : énergétique, Université de M'sila, 2017/2018.
- [2]. Yves Jannot & Christian Moyne, cours Transferts thermiques 2^{ème} année, Ecole des Mines Nancy, 2012, <http://www.edilivre.com/transferts-thermiques-cours-et-55-exercices-corrige-20c28f73fc.html#.VyIS3nqHhPI>.
- [3]. Moualek .I & Zerguine .B, thèse Master « Simulation numérique de la convection mixte dans une nouvelle conception dissipateur de chaleur rotatif utilisé pour le refroidissement d'un CPU » en faculté de technologie, Département de génie mécanique, option : énergétique, Université de M'sila, 2018/2019.
- [4]. M.H.Mathoniere, M.D.Hagelsteen, avis no 99- A-02 du conseil de concurrence relatif à l'acquisition de société Vicarb par la société Alfa Laval Holding AB, janvier 1999
- [5]. M.Hani, T.Kadri, Dimensionnement d'un échangeur à plaques et joints de la section de production de la margarine du complexe agro-alimentaire CEVITAL de Béjaia, mémoire de MASTER 2,2016-2017
- [6]. S. Sall, généralités sur les échangeurs de chaleur, Introduction Dans les sociétés industrielles, Chapitre I
- [7]. Z.Minvielle, N.Caney, P. Clément, P.Bandelier, P. Marty, J. A.Gruss, C.Roussel, Échangeurs de chaleur, Techniques de l'ingénieur , janvier 2014.
- [8]. C.Weber, A.Manificat, Encyclopédie de l'énergie Les échangeurs de chaleur, Article :055 (2014).
- [9]. Keklikcioglu .O, Ozceyhan .A , A Review of Heat Transfer Enhancement Methods Using Coiled Wire and Twisted Tape Inserts, Department of Mechanical Engineering, Erciyes University, Kayseri, Turkey 2018
- [10]. Ayaydeh Ihab , mémire de Master « Réalisation d'un échangeur thermique bi-tube coaxiaux renforcé de fils circulaires bobines » en faculté de technologie, Département de génie mécanique, option : énergétique, Université Mohamed khider de Biskra .