

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

**UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE
FACULTE DES SCIENCES EXACTES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE**

N° de Série :.....

N° d'ordre :.....

MEMOIRE

PRESENTE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE DOCTORAT EN SCIENCES

SPECIALITE: PHYSIQUE ENERGETIQUE

OPTION: PHOTOTHERMIQUE

THEME

**OPTIMISATION DES ECHANGEURS COMPACTS
APPLICATION DU LOGICIEL FLUENT**

Par

BENAYAD NADA

SOUTENUE LE : 12 /11/ 2015

Devant le jury :

Président	A. CHAKER	Prof.	Université des frères Mentouri Constantine
Rapporteur	N. BELLEL	Prof	Université des frères Mentouri Constantine
Examineurs	M. DJEZZAR	Prof	Université des frères Mentouri Constantine
	C. BOUGRIOU	Prof	Université El Hadj Lakheder Batna
	B. AGOUDJIL	Prof	Université El Hadj Lakheder Batna
	S. LAOUAR	MCA	Université 20 Aout 1955 Skikda

The aim of science is not to open the door to everlasting wisdom, but to set a limit on everlasting error.

Bertolt Brecht

*À la mémoire de ma chère mère
À mon cher père*

*Je dédie ce manuscrit à mes prents qui m'ont Encouragé à
donner le meilleur de moi-même, et qui m'ont fourni Les moyens d'être
ce que je suis aujourd'hui.*

*Je le dédie aussi à mes sœurs Hiba et Amira et sa fille Lina - loujain,
et son fils Louay, je leurs souhaite une vie pleine de succès et de joie.*

Que dieu les garde tous.

À tous les êtres chers à mon cœur.

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Physique Energétique, Université Constantine1. Ce sujet a été proposé par Monsieur N. BELLEL, professeur au Département de physique de l'Université Constantine1, à qui j'exprime toute ma reconnaissance pour les conseils précieux qu'il m'a prodigués et pour le soutien permanent durant toute la période de la réalisation de ce travail.

J'exprime mes sincères remerciements à Madame A. CHAKER, professeur au Département de physique de l'université Constantine1, pour avoir bien voulu prendre ce travail en considération et pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de soutenance.

Je remercie chaleureusement Monsieur M. DJEZZAR, professeur au Département de physique de l'université Constantine1, pour avoir bien voulu accepter de participer à mon jury de thèse.

J'adresse également mes vifs remerciements à Monsieur C. BOUGRIOU professeur à l'université de Batna, aussi Monsieur S. LAOUAR maître de conférence à l'université de Skikda, Monsieur B. AGOUDJIL professeur à l'université de Batna pour avoir bien voulu accepter d'examiner ce travail.

Enfin je remercie toutes les personnes qui m'ont aidée de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Nomenclature :

<i>Symbole</i>	<i>unité</i>	
c_p :	La capacité calorifique	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$
D :	Diamètre de tube	m
U_g :	Coefficient d'échange global.	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h :	Coefficient d'échange.	$W.m^{-2}.K^{-1}$
L :	Longueur caractéristique	m
\dot{m} :	Débit massique de fluide	$Kg.s^{-1}$
NuT :	Nombre d'unité de transfert.	
P :	Puissance d'échange	KW
P_r :	Nombre de Prandtl	
Re :	Nombre de Reynolds	
S :	Surface d'échange	m^2
T :	Température	K
V :	Vitesse du fluide	$m.s^{-1}$
U :	Vitesse du fluide suivant l'axe X	$m.s^{-1}$
u' :	Fluctuation de Vitesse du fluide suivant l'axe X	$m.s^{-1}$
V :	Vitesse du fluide suivant l'axe Y	$m.s^{-1}$
v' :	Fluctuation de Vitesse du fluide suivant l'axe Y	$m.s^{-1}$
W :	Vitesse du fluide suivant l'axe Z	$m.s^{-1}$
w' :	Fluctuation de Vitesse du fluide suivant l'axe	$m.s^{-1}$
x, y, z :	Variable d'espace	

Lettre grecques

δ :	Aipésseur de la couche limite	m
λ :	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
ρ :	Masse volumique	$Kg.m^{-3}$
μ :	La viscosité dynamique	$Kg.m^{-1}.s^{-1}$
Φ :	Flux de chaleur	W
ε :	Emissivité thermique du matériau	
ν :	La viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
σ :	Constante de Stefan	$W.m^{-2}.K^{-4}$
q :	La densité de flux de chaleur émis par le corps	$W.m^{-2}$

Indice :

c :	Le fluide Chaud.
o :	Le fluide externe (espace annulaire).
s :	Sortie.
e :	Entrée.
f :	Le fluide Froid.
i :	Le fluide interne (tube centrale).

SOMMAIRE

NOMENCLATURE

INTRODUCTION.

CHAPITRE I : introduction et bibliographies.

1.1	Introduction	
1.1.2	Principe de fonctionnement général de l'échangeur coaxial.	1
1.1.3	Calcul des échangeurs	3
1.1.4	Application de l'échangeur coaxial.	4
1.2	La Recherche bibliographique.	5
1.2.1	L'objectif du travail.	12
1.2.2	Caractéristiques de l'écoulement turbulent.	15
1.2.3	Analyse des écoulements turbulents.	15
1.2.4	Modélisation mathématique.	16
1.2.5	Méthodes numériques.	16
1.3.1	Transfert de chaleur.	17
1.3.2	Définitions général.	18
1.3.3	Les modes de transfert de chaleur.	20
1.3.4	Phénomène de la Convection.	21
1.3.5	Régime d'écoulement dans une conduite cylindrique.	22
1.3.6	Notion de la couche limite	23
1.4	Nombres adimensionnels	25

CHAPITRE II : formulation mathématique.

2.1	Introduction.	26
2.2	Equations du mouvement en coordonnées cartésiennes.	26
2.3	Les hypothèses de travail.	27
2.4	Equations générales des écoulements turbulents.	27
2.5	Le modèle $k - \varepsilon$	33
2.6	concept de Boussinesq	34

CHAPITRE III: partie expérimentale

3.1	Etude expérimentale	40
3.1.1	Description de l'échangeur coaxial	40
3.1.2	Les Expériences réalisées	45
3.2	les Résultats	47
3.3	Exploitation des résultats	
3.4	Conclusion	73

CHAPITRE VI : Procédure de résolution numérique par fluent.

4.1	Le processeur GAMBIT.	74
4.1.1	La géométrie utilisée.	75
4.1.2	Le maillage utilisé.	76
4.1.3	Les conditions aux limites.	79
4.2.1	Le post-processing.	81
4.2.2	Les conditions aux limites.	82
4.2.3	Méthodes numériques.	87
4.2.4	Résultat et discussion.	88
4.2.5	Conclusion.	109
4.3	Effet des paramètres.	110
4.3.1	Effet du changement de température d'entrée chaude sur la longueur et la température d'établissement.	110
4.3.2	Effet du changement de température d'entrée froide sur la longueur et la température d'établissement.	111
4.3.3	Etude de l'effet de changement de la vitesse chaude sur l'établissement du régime turbulent.	113
4.3.4	Etude de l'effet de changement de la vitesse froide sur l'établissement du régime turbulent.	114
4.3.5	Etude de l'effet de changement de diamètre du fluide chaud sur l'établissement du régime.	117
4.3.6	Effet de diamètre interne (du tube de centrale).	117
4.3.7	Effet du changement de diamètre extérieur.	120

COCLUSION GÉNÉRALE.

ANNEXE.

BIBLIOGRAPHIE.

Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique. Parmi les types qui existent actuellement dans l'industrie : l'échangeur coaxial tubulaire (sujet de notre étude). Celui-ci est du type à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau de refroidissement coule dans l'espace annulaire.

Le but principal du 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 et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les coûts d'investissement.

Le dimensionnement optimal des systèmes thermiques utilisés dans les procédés énergétiques nécessite la maîtrise des échangeurs thermiques mis en jeux dans leur fonctionnement stationnaire mais aussi lors des phases de changement de régime (régimes transitoire), Ces comportement rendent délicat le contrôle de l'application dans laquelle il s'intègre et peuvent avoir des conséquences importantes sur les performances et parfois l'intégrité du système auquel il est relié. Comprendre ces phénomènes transitoires est essentiel et savoir les prédire et les anticiper plus encore. Modéliser et simuler ces comportements est l'un des objectifs de notre étude.

Notre travail se base sur deux approches, une étude expérimentale en utilisant un Bond d'essais échangeur thermique compact Eau -Eau en écoulement turbulent H 951, et une étude numérique au sein du logiciel Fluent Pour valider et mieux illustrer les résultats. La méthodologie repose sur un modèle numérique à volumes finis au sein du logiciel Fluent appliqué au cas de l'échangeur coaxial et dont on peut faire varier les caractéristiques physiques des fluides, et géométriques (longueurs, diamètres, surfaces, volumes) ainsi que la nature de perturbation (variation de température, de débit, de sens d'écoulement)

Les écoulements considérés dans le présent travail sont tridimensionnels, transitoires, turbulents d'un fluide Newtonien incompressible. Ils sont régis par des équations traduisant le transport de la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Les propriétés du fluide sont supposées constantes, l'échangeur est adiabatique et sans changement de phase. La plupart des écoulements d'importance pratique existent en régime turbulent pour lesquels plusieurs méthodes de turbulence sont appliquées.

On a appliqué le modèle connu de turbulence qui est le modèle (K-epsilon) pour l'étude de l'écoulement tridimensionnel turbulent dans un échangeur coaxial. Ce dernier, donne une description plus réaliste des phénomènes d'interaction turbulente en suivant l'évolution de chaque paramètre turbulent par les équations de transport.

L'objectif de notre étude est de comprendre le comportement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial, et de montrer l'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur son établissement, ainsi que les différents paramètres permettant d'améliorer le coefficient d'échange permettant ainsi d'obtenir une meilleure configuration d'échangeur.

Notre travail est réparti en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à une description générale du principe de fonctionnement de l'échangeur de chaleur coaxial et son application dans l'industrie. Aussi ce chapitre comprend une étude bibliographique sur les échangeurs coaxiaux.

Le deuxième chapitre présente la formulation mathématique de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial.

Le troisième chapitre présente une étude expérimentale d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'eau dans un échangeur coaxial et la discussion des résultats expérimentaux

Le quatrième chapitre expose la description du problème et la simulation numérique par le code de calcul FLUENT, La construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le processeur GAMBIT. Les résultats obtenus ont été présentés par des courbes et contours analysés et commentés.

L'exploitation de ces résultats et leurs discussions nous mènent à proposer quelques perspectives et finaliser ce travail par une conclusion.

Chapitre 1 : étude bibliographique.

1.1.1- Introduction :

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à 90% la part des transferts d'énergie réalisée par les échangeurs de chaleur dans l'industrie. Parmi les différents types d'échangeurs existant on trouve le plus souvent l'échangeur coaxial ou à double tube.

Un échangeur de chaleur comme son nom l'indique ; est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre, dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction [1,2].

La transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection, le rayonnement n'intervient de manière sensible que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi. Il est donc possible de ne pas tenir en compte dans de nombreux cas pratiques. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs et tours de refroidissement. Parmi les types des échangeurs qui existe actuellement dans l'industrie : l'échangeur coaxial tubulaire (sur lequel ; on va entamer notre étude) [3, 4].

Le calcul des échangeurs de chaleur se fait par plusieurs approches telles que l'approche numérique, l'approche expérimentale... en aboutissant un but cherché. Le but principal du 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 et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours d'optimiser les couts d'investissement.

1.1.2 - Principe de fonctionnement général de l'échangeur coaxial:

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se

réchauffe au contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. Le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique.

Dans notre cas on utilise un échangeur tubulaire coaxial. Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en Co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée [5].

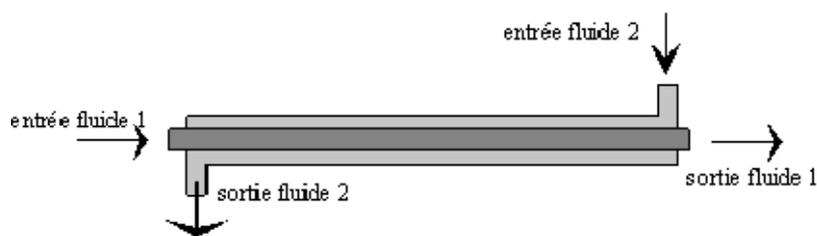


Figure (1.1) : Echangeur tubulaire coaxial.

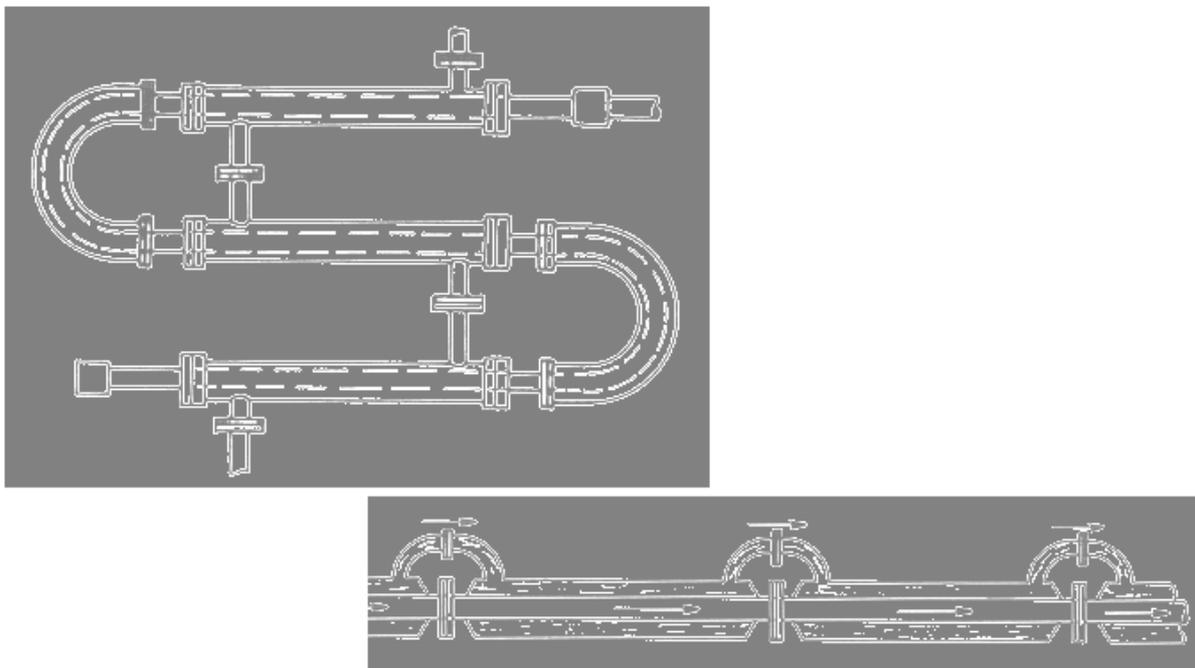


Figure (1.2) : Echangeur coaxial (ou double tube).

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée.

On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe.

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection. Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides. D'après ce qui précède, on voit bien qu'il y a différentes manières de traiter le problème. Une étude fine doit prendre en compte tous les paramètres et résoudre les problèmes de mécanique des fluides qui peuvent être très compliqués. Une telle approche est possible par des méthodes numériques à travers un logiciel approprié. Cette approche est très coûteuse mais tend à se reprendre avec le développement des outils informatiques. Par ailleurs, il existe des méthodes d'étude globales qui moyennant quelques hypothèses simples peuvent donner des résultats approximatifs qui seront suffisants dans la plupart des cas. Ces méthodes seront présentées ici de manière succincte [3].

1.1.3 - Calcul des échangeurs :

Pour chauffer ou refroidir (traitements thermiques) des fluides alimentaires, on utilise souvent des fluides caloporteurs ou frigoporteurs intermédiaires. Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur sont :

- la surface d'échange (surfaces des plaques, surface intérieure des tubes concentriques...) : S en m^2 .
- des caractéristiques de l'appareil (épaisseur des plaques, conductivité thermique) et du fluide (régime turbulent ou laminaire, épaisseurs des couches limites, viscosité...) qui détermine le coefficient global d'échange thermique (K en $W / (m^2 \cdot ^\circ K)$).
- de l'écart de température d'une part et de la surface d'échange d'autre part. On utilise la moyenne Logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée ΔTLM .

a- Evaluation de l'efficacité d'un échangeur de chaleur : La puissance thermique d'un échangeur de chaleur est : $P = K \cdot S \cdot \Delta TLM$.

ΔT_{LM} : est la moyenne logarithmique des écarts de température des deux extrémités de l'échangeur soit : $\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$ Ce qui donne dans les deux méthodes [3] :

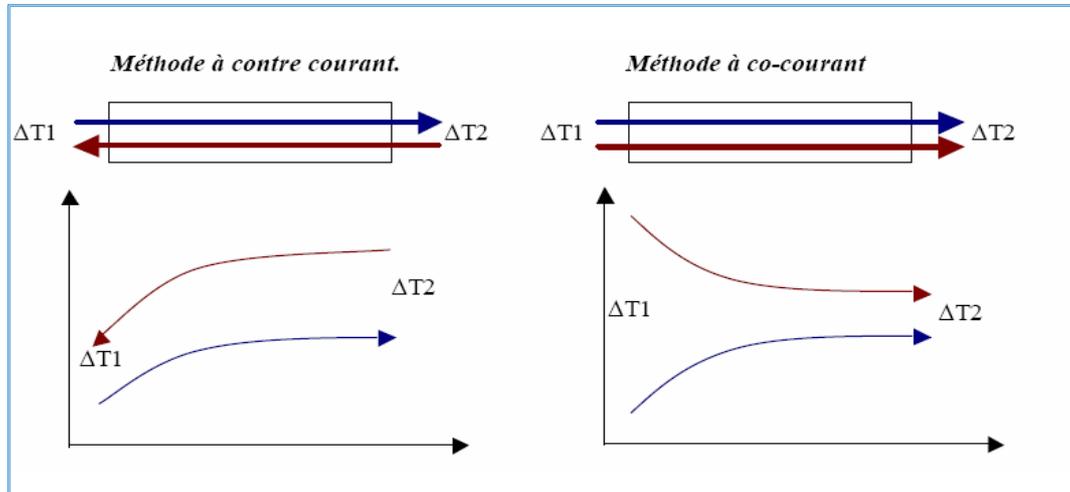


Figure (1.3) : les deux modes d'écoulement.

b- Calcul de K : K est fonction de l'épaisseur de la paroi, du coefficient de transfert thermique du métal, du coefficient de film extérieur et intérieur.

La méthode que nous venons de voir n'est valable que pour les échangeurs coaxiaux. Pour les autres types d'échangeurs, une méthode plus générale existe ce qu'on appelle méthode de Nut. Cette méthode repose sur le pouvoir d'échange de chaleur (Nut) [1, 2, 3, 4,5].

1.1.4 - Application de l'échangeur coaxial:



Figure (1.4) :L'échangeur tubulaire AC titube.

Principe de fonctionnement : L'échangeur AC tube est constitué de deux tubes concentriques à l'intérieur desquels le fluide à traiter et le fluide auxiliaire (caloporteur ou frigorigène) circulent à contre-courant.

Applications :

- ✚ Récupération de chaleur : circulation à contre-courant du fluide procès.
- ✚ Réchauffage et maintien en température avec récupération d'énergie.
- ✚ Refroidissement : échangeur double enveloppe eau froide, glacée.



Figure (1.5) : Echangeurs coaxiaux utilisés en vinification.

1.2- La Recherche bibliographique :

Les phénomènes énergétiques auxquels, les chercheurs actuellement s'intéressent sont par exemple : écoulement d'un fluide à la présence du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur afin d'améliorer le coefficient du transfert, comportement des écoulements turbulents dans les échangeurs. Quelques recherches ont été entamées, citons :

S. Petitot, [6] Etude numérique du champ de vitesse dans un échangeur à vortex

L'étude numérique du champ de vitesse dans une cellule d'échangeur à vortex en conditions isothermes est menée à l'aide du code CFD-ACE. La turbulence est modélisée par un modèle classique K-epsilon. On obtient ainsi une meilleure compréhension de la dynamique de l'écoulement secondaire : le modèle K-epsilon rend compte de sa forte dépendance vis-à-vis du nombre de Reynolds comme cela avait déjà été mis en évidence par les mesures expérimentales. Les variations du nombre de structures de recirculation composant

l'écoulement secondaire, donnant un aspect symétrique ou non à celui-ci, vont influencer sur les trajectoires et les temps de séjour des particules fluides au sein de l'échangeur.

J. Castaing , F. STrub, C. Peuvrel, J. Bedecarrats [7] , Optimisation des conditions de fonctionnement des échangeurs à coulis de glace par l'analyse exergetique, Université de Pau des pays de l'Adour (UPPA) Laboratoire thermique, énergétique et procédés (La TEP) , ils ont fait l'analyse énergétique et exergetique des échangeurs de chaleur fonctionnant avec des coulis de glace comme fluide caloporteur, ils ont trouvés comme résultat à travers l'exemple du couple eau /éthanol, tout d'abord qu'il existe une multitude de possibilité de couples température/ concentration initiale susceptible de convenir pour transférer de la chaleur en provenance d'une application donnée avec des fluides caloporteurs diphasiques. L'étude montre aussi que le transfert de chaleur dans l'échangeur doit privilégier les échanges d'énergie sous forme latente plus que sensible et conduisant systématiquement à un maximum de puissance pour chaque température d'entrée, et que les niveaux de puissance obtenus de part et d'autre de cette position optimale (au sens des concentrations pour une même température d'entrée) conduisent à des valeurs sensiblement identiques. L'application du second principe à l'échangeur au travers du calcul du rendement exergetique conduit quand à elle à l'observation d'une meilleure utilisation du coulis dans la partie où la concentration est plus importante.

A. Duinea [8] , modélisation mathématique du fonctionnement d'un échangeur de chaleur : cette étude présente le bilan thermique réel d'un échangeur tube et calandre on considérant un échangeur de chaleur de surface eau-eau , type 1/2 - un passage d'agent thermique primaire par le manteau et deux passage d'agent thermique secondaire par le faisceau de tubes en mode d'écoulement contre courant , les indicateurs de qualité d'échangeur thermique ont été calculé (coefficient de transfert de chaleur , le rendement thermodynamique, rendement exergetique , la perte spécifique de pression) pour chaque agent thermique, le programme de calcul on été réalisé en utilisant le logiciel Visual Basic, la conclusion de cette étude est que par l'amélioration de l'isolation thermique et par le nettoyage d'appareil et le maintien du dépôt dans les limites admissibles , par réduction du débit et des pertes de pression sur l'agent thermique secondaire , une amélioration des tous les indicateurs de qualité d'appareil est observée , ces effets cumulés sont mettre en évidence par l'accroissement du rendement exergetique.

M. Moussa, J.Marie perriercornet, J castaing lasvinottes. [9], échangeur de chaleur : échangeur tubulaire et échangeur à surface raclée. ils ont fait une étude sur l'échangeur coaxial, et développer des équations analytiques donnant les températures des fluides pour un écoulement à contre-courant et co courant en régime stationnaire aussi les puissances d'échanges , l'efficacité de cet échangeur et l'étude des profils de température dans un échangeur à contre courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique

K.Talbi, A.Donnot, Z.Nemouchi et M.O.Rigo [10], étude expérimentale par LDA d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'air dans un cyclone. Il a présenté une étude par LDA et simulation de l'écoulement turbulent tridimensionnel dans un échangeur cyclone, des mesures des vitesses moyennes et des intensités de la turbulence axiales tangentielles ont été effectuées par LDA. Aussi il a fait une étude de simulation par fluent sur la même configuration géométrique, il a utilisé deux modèles de turbulence le modèle RSM et le modèle K-epsilon, Il a fait une comparaison des profils de vitesse moyenne tangentielle sous le conduit de sortie et l'obtention du mouvement ondulatoire de l'axe de l'écoulement par rapport à l'axe du cyclone.

M. El Ouardi [11], étude du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques dans un échangeur à tube et calandre à contre courant , il a fait une étude numérique sur l'échangeur à tube et calandre en mode contre courant ces calculs repose en partie sur les calculs élémentaires que l'on peut effectuer sur les échangeurs double tube, il a fait tout d'abord la modélisation classique de l'échangeur tube et calandre en supposant que ce dernier est sans perte de charge et sans changement de phase , la location de pression transversal est constante. Ensuite il a fait une modélisation du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques

Le bilan thermique de l'échangeur de chaleur ou' la circulation se fait sans être en contact entre le fluide froid (acide phosphorique) et le fluide chaud à l'état de vapeur à l'entrée et à l'état de liquide refroidi à la sortie. Le fluide chaud subit donc un changement d'état (condensation) on définit le système comme étant constitué du fluide froid et du fluide chaud dans leur traversée de l'échangeur. Parmi les résultats qu'il a trouvé on note que la diminution à la moitié du débit de capacité calorifique du fluide provoque une augmentation du coefficient d'échange de surface en double. Cette augmentation significative du coefficient d'échange est attribuée à leur couplage avec les propriétés thermo physiques.

M.Legay ,N.Gondrexon, S .Leperson, A.Bontemps , P.Boldo [12] échangeur de chaleur exposés à des vibrations ultrasoniques Atelier thermo-hydraulique du MSFR , ils ont réalisé des études sur l'amélioration des transferts de chaleur grâce aux ultrasons avec application aux échangeurs tube et calandre, ils ont fait une étude expérimentale pour calculer le temps de refroidissement d'un bain d'eau préchauffée contenue dans un réacteur ultrason qui est traversé par un serpentin dans lequel circule l'eau froide , leur objectif était d'étudier l'influence d'ultrasons haute fréquence sur les transferts de chaleur au cours du refroidissement du réacteur ultrasonore ($=3L$). Ils ont déterminé et comparé des coefficients de transfert de chaleur avec et sans ultrason. Parmi les résultats qu'ils ont trouvé :

- augmentation systématique du coefficient de transfert de chaleur entre le serpentin et le réacteur de 135 à 204 pour cent, faible influence de la fréquence dans la gamme haute (N° 1,3,5), meilleure amélioration pour un débit d'eau (N° 1,2) ou une puissance ultrasonore (N° 3,4) plus élevée.

Ensuite ils ont déterminé l'amélioration apportée par l'utilisation des ultrasons dans un échangeur tube et calandre et changeur coaxial, aussi ils ont fait un changement du tube interne dans l'échangeur coaxial pour l'analyse des performances sous des plages de fonctionnement plus larges. Ils ont conclu qu'il y a possibilité d'augmentation des transferts de chaleur grâce aux ultrasons, possibilité de limitation de l'encrassement.

N.tomas, D.Verdier [13] étude d'un échangeur avec comsol , ils ont étudié le principe d'un échangeur tubulaire liquide-liquide à l'aide du logiciel comsol. Cette étude utilise la modélisation dans le sens où l'échangeur est constitué de 2 cylindres coaxiaux, et possède déjà des dimensions définies, ils ont fait varier la vitesse de circulation des fluides afin d'obtenir des nombres de Reynolds inférieur à 2300 qui correspond au régime critique du régime laminaire. Et étudier les deux modes d'écoulement co courant et contre courant, ensuite ils ont refait la même étude pour l'écoulement turbulent.

Ils ont conclu que l'échangeur modélisé échange plus de chaleur en régime permanent (vitesse élevée) cependant plus efficace en régime laminaire (faibles vitesse)

J. Timothy et al [14] ont fait une modélisation numérique d'un échangeur à double-tube hélicoïdal , et déterminer l'effet des propriétés thermiques des liquides sur le transfert thermique en réalisant deux études , la première avec trois nombres différents de Prandtl (7.0, 12.8 et 70.3) et la seconde avec des conductivités thermiques dépendantes de la température

des liquides. Pour la deuxième étude les deux modes d'écoulement co-courant et contre-courant ont été étudiés. Le nombre de Nusselt dépendait du nombre de Prandtl, d'après la première étude. Et le nombre de Nusselt est très Proche de la réalité s'il est lié au nombre modifié de doyen selon la deuxième étude. La configuration contre-courant a des taux de transfert thermique plus élevés que La configuration parallèle. Le nombre de Dean est employé pour représenter la force des écoulements secondaires.

L'étude du transfert thermique dans la région d'entrée d'un échangeur de chaleur est d'une grande importance vu qu'elle permet de prédire avec précision le coefficient d'échange global de l'échangeur. Parmi les premiers travaux dans ce domaine, on cite :

Ceux de Stein [15], qui a étendu la solution analytique du problème de Graetz (écoulement laminaire dans un tube circulaire à paroi isotherme) au cas d'un échangeur de chaleur à double tube en configuration Courants parallèles.

Plus tard, **R.J.Nunge et W.N.Gill [16]**, ont proposé la solution pour la configuration courante inversée. Cependant, on trouve peu de travaux qui prennent en considération l'effet de la conduction axiale dans la région d'entrée d'un échangeur. Parmi ces travaux, on cite :

Ceux de Nunge et E.W[17] , Pour résoudre le problème du transfert thermique dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur, **Nunge et W.N.Gill[18]**et **A.H.Taki[19]**, ont utilisé la méthode des différences finis. **Harhad et H.Bentrad et F.Bencheikh [20]** ont fait une étude de la convection forcée dans la zone d'entrée des échangeurs de chaleurs à courants parallèles et à courants inversés, ils ont dédui que L'effet de la conduction axiale devient négligeable dans la région d'entrée d'un échangeur à courants parallèles pour

$Pe_1 > 50$ et à courants inverses pour $Pe_1 > 10$ à condition que l'effet de la conduction axiale dans l'espace annulaire soit négligeable.

Les résultats obtenus pour la configuration courants parallèles sont similaires à ceux Obtenus pour un tube à paroi isotherme. Ce résultat n'est valable que sous certaines Conditions d'écoulement seulement. Dans notre étude, elles sont les suivantes : nombres de Peclet égaux dans les deux conduites et conduction axiale négligeable

Harhad, L Mansouri etF.Bencheikh [21], Ont utilisé la méthode des volumes finis. qui a permis d'obtenir de bons résultats pour l'étude de l'influence des paramètres physiques des

fluides et de la conduction bidimensionnelle dans la paroi sur les performances des échangeurs de chaleurs.

F.Bencheikh, [22], a fait une étude numérique de la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tube en configuration courants parallèles et courant inversés- effet de la diffusion axiale. Bencheikh [23], a fait une étude du transfert thermique dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique.

J.CASTAING-LASVIGNOTTES, F.STRUB, S. GIBOUT, M. STRUB [24], .Prise en compte des régimes variables associés aux échangeurs thermiques : Modélisation, analyse énergétique et entropique. ils ont étudié le comportement in- stationnaire d'un échangeur thermique coaxial soumis à des variations de conditions aux limites atteintes par une approche numérique et plus particulièrement son évolution lors du changement du sens d'écoulement de l'un des fluides , l'analyse des puissances mises en jeu met en évidence les différences d'évolution dans le temps de chaque fluide selon diverses répartitions d'une même masse de fluide de part d'autre de la paroi d'échange, parmi les résultats obtenues par cette étude une quasi- symétrie du comportement in stationnaire de l'échangeur thermique par rapport au cas d'équirépartition de masse , une réduction de la production entropique.

Sur cette figure on présente les profils des deux températures des fluides chaud et froid en régime variable pour un échangeur double tube. Ces résultats sont obtenus avec les paramètres suivants :

	Fluide chaud	Fluide froid	Paroi
Cp (J/kg.K)	4180	4180	500
M (kg)	0.25	0.25	0.1
\dot{m} (kg/s)	0.015	0.015	-
α (W/m ² .K)	2000	2000	-
S (m ²)	0.1	0.1	-
T _e (°C)	12	2	-
NUT (-)	3.2	3.2	-
τ (s)	17	17	-

Tableau (1.3) : valeurs des paramètres de calcul.

τ : Le temps de séjour , α : Coefficient d'échange , M : La masse.

$$\tau = \frac{M}{\dot{m}} \dot{m} = m.C_p$$

Ici la longueur de l'échangeur est : L= 1 m

Surface d'échange S (m ²)	Fluide chaud 0.1	Fluide froid 0.1
---------------------------------------	------------------	------------------

Tableau (1.4) : les différentes surfaces d'échanges utilisés de l'échangeur coaxial.

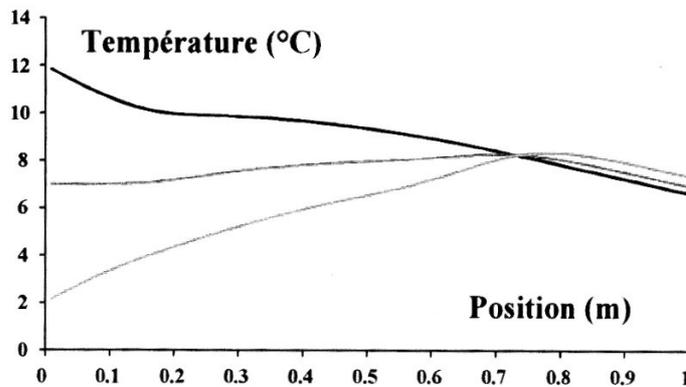


Figure (1.9) : Profil de température des fluides et de la paroi lors d'un fonctionnement avec 0.1 kg de fluide froid et environ 5 secondes après avoir inversé le sens du fluide.

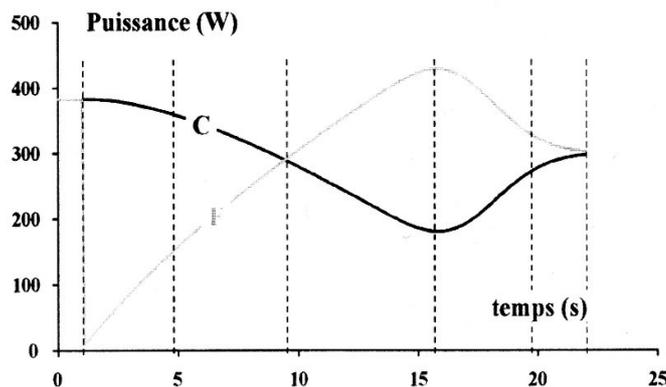


Figure (1.10) : Évolution des puissances aux bornes de l'échangeur chaud (C) et froid(F).

- Notre cas à étudier est bien présentée avec toutes les dimensions et la géométrie dans les chapitres 3 et 4.

1.2.1- L'objectif du travail :

Notre travail se base sur deux approches, une étude expérimentale en utilisant un Bond d'essais échangeur thermique compact Eau -Eau en écoulement turbulent H 951, et une étude numérique au sein du logiciel Fluent Pour valider et mieux illustrer les résultats.

On a étudié les caractéristiques thermodynamiques de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial en présence d'un transfert de chaleur afin d'améliorer le coefficient de transfert en deux sens d'écoulement Co courant et contre- courant, en utilisant un dispositif expérimental et en passant par une simulation numérique (logiciel FLUENT).

Le modèle numérique est à volumes finis au sein du logiciel Fluent appliqué au cas de l'échangeur coaxial et dont on peut faire varier les caractéristiques physiques des fluides, et géométriques (longueurs, diamètres, surfaces, volumes) ainsi que la nature de perturbation (variation de température, de débit, de sens d'écoulement).

Les phénomènes énergétiques auxquels, on s'intéresse dans ce travail sont :

Le comportement de l'écoulement turbulent d'un fluide en présence du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur afin de montrer l'influence de la turbulence sur cet écoulement.

Aussi montrer l'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur l'établissement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial, et de mieux comprendre le comportement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial, et d'étudier les différents paramètres permettant d'améliorer le coefficient d'échange.

Obtenir une meilleure configuration d'échangeur et de mieux comprendre le comportement des écoulements turbulents transitoires dans un échangeur coaxial.

Les écoulements considérés dans le présent travail sont tridimensionnels, transitoires, turbulents d'un fluide Newtonien incompressible. Ils sont régis par des équations traduisant le transport de la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Les propriétés du fluide sont supposées constantes, l'échangeur est adiabatique et sans changement de phase.

La plupart des écoulements d'importance pratique existent en régime turbulent pour lesquels plusieurs méthodes de turbulence sont appliquées. On a appliqué le modèle connu de turbulence qui est le modèle (K-epsilon) pour l'étude de l'écoulement tridimensionnel turbulent dans un échangeur coaxial.

Ce dernier, donne une description plus réaliste des phénomènes d'interaction turbulente en suivant l'évolution de chaque paramètre turbulent par les équations de transport.

Et afin de mieux illustrer cette étude, nous avons présenté un modèle mathématique qui régit un écoulement en présence d'un transfert de chaleur (équation de continuité, équation Navier-Stokes et l'équation d'énergie) c'est ce qui va être bien expliqué dans chapitre 2.

➤ **Schéma de l'échangeur de chaleur coaxial utilisé :**

Nous nous proposons d'étudier le transfert thermique dans la région d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique. A l'entrée des deux conduites (tube, espace annulaire), les profils des vitesses sont complètement établis et les températures uniformes. Les effets dus à la dissipation visqueuse et à la convection naturelle sont négligeables. Le système physique est représenté sur la figure (1.11).

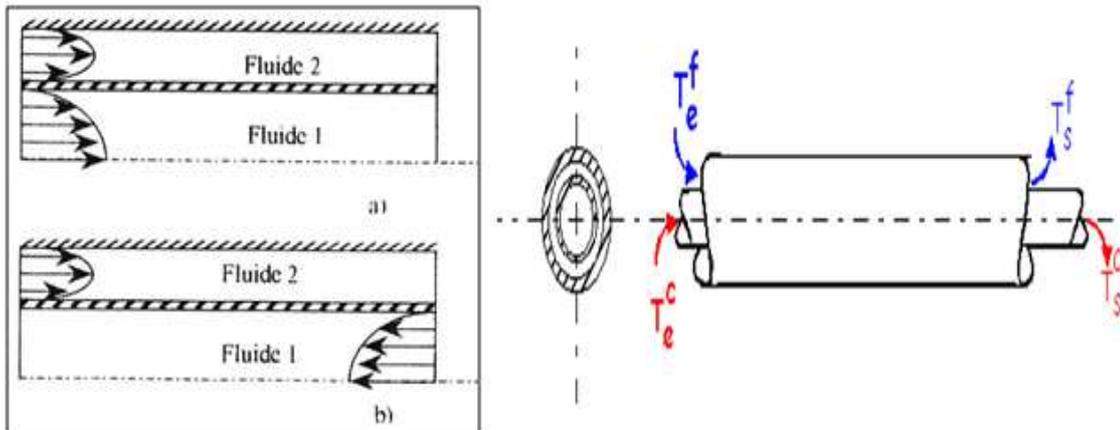
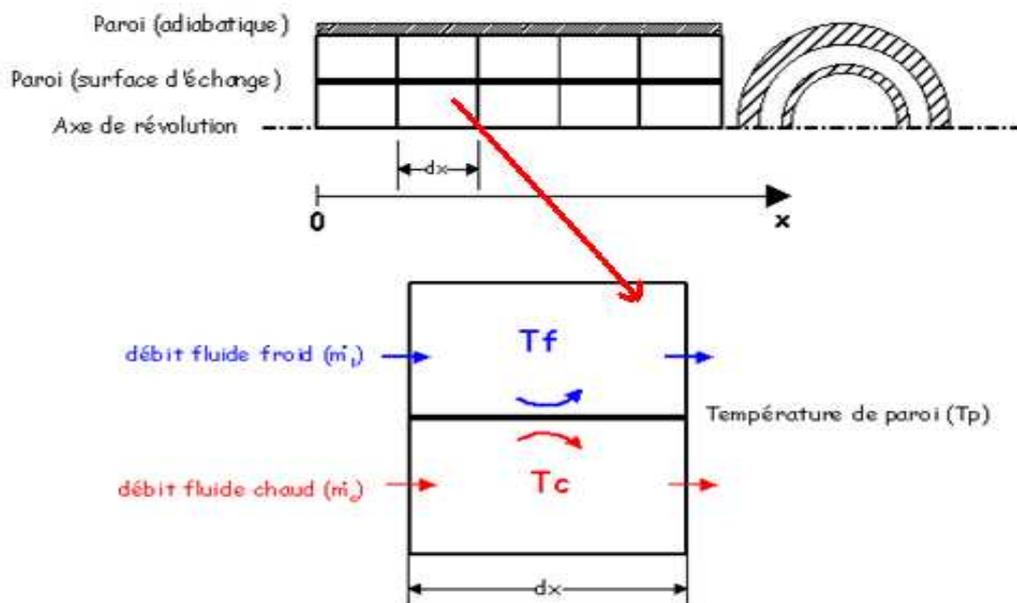
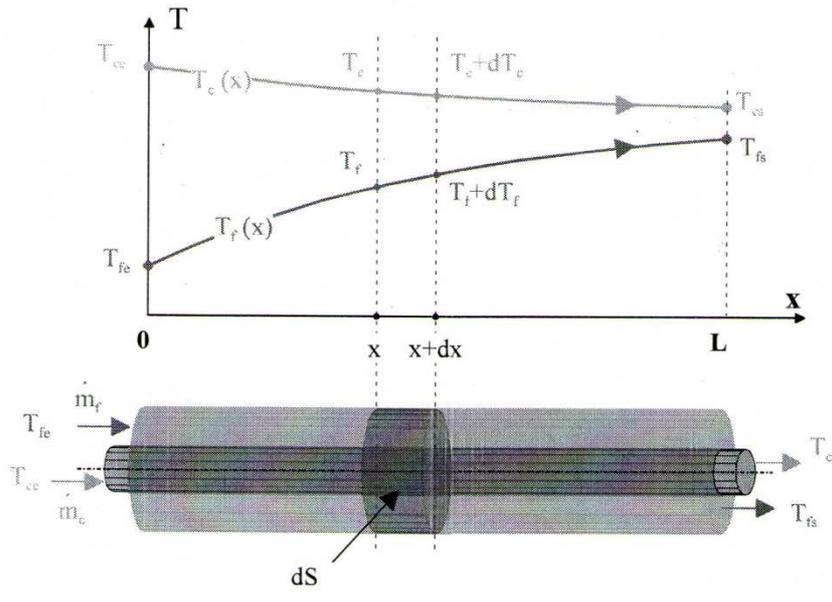


Figure (1.11) : Schéma de l'échangeur de chaleur coaxial.

a) courants parallèles - b) courants inversés

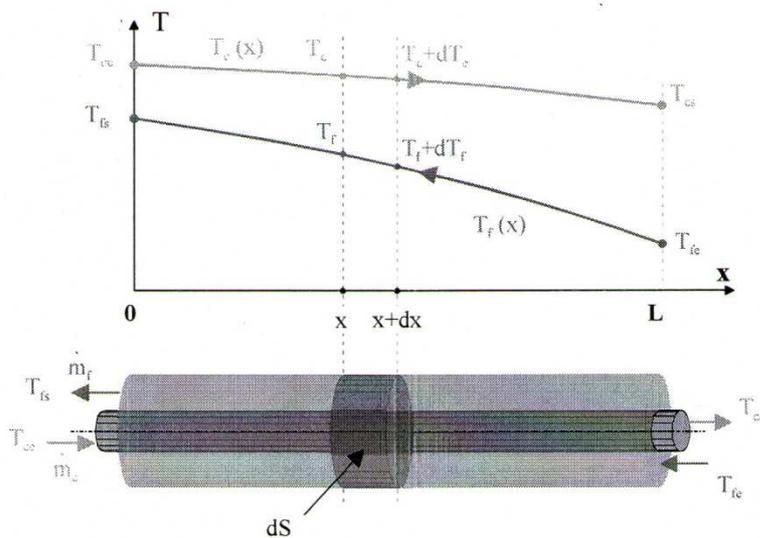


a)- Élément d'échangeur coaxial de longueur dx.



b)- un échangeur co-courant.

L : longueur de l'échangeur



c)- un échangeur contre courant.

Figure (1.12) (a, b, c) : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur coaxial dans les deux modes d'écoulements.

La majorité des écoulements rencontrés dans la nature et qui sont d'un intérêt pratique en industrie sont turbulents instables et très complexes. La turbulence est définie comme étant un mouvement moyen qui aux grands nombres de Reynolds a de larges spectres de dimensions moyennes ($U, V, K...$) aux quels correspondent des spectres de fréquence turbulente. Son mouvement est toujours rotationnel et peut être assimilé à un nombre d'élément de vortex dont les vecteurs vitesses sont fortement instables, et peuvent être alignés dans toutes les directions [25].

1.2.2 - Caractéristiques de l'écoulement turbulent :

La vitesse en tout point de l'écoulement est une fonction stochastique du temps et de la position, ceci est dû de l'existence de la vorticité dans l'écoulement désordonné.

Il est presque impossible de résoudre l'équation régissant le mouvement du fluide pour la variable $U(x, t)$. Delà la représentation statistique de la turbulence est actuellement la procédure la plus utilisée pour étudier les phénomènes de turbulence, elle consiste à tenir compte des petites fluctuations de vitesse et de pression dans les équations du mouvement.

1.2.3 - Analyse des écoulements turbulents : Pour pouvoir capter les variations des paramètres gouvernant un écoulement turbulent, on dispose généralement de trois approches distinctes :

- **Approche théorique :** Elle consiste à trouver les solutions analytiques aux équations gouvernant le phénomène physique. Elle nous donne une information générale sous forme de formules mathématiques exactes, mais malheureusement, elle est restreinte à des problèmes linéaires et des géométries simples.
- **Approche expérimentale :** Capable d'être la plus réaliste, elle consiste à utiliser des moyens expérimentaux pour mesurer les paramètres physiques associés à un écoulement donné, demande des moyens matériels très couteux .il est parfois difficile de mesurer la quantité transportée, car l'instrument de mesure (tube de Pitot par exemple) ne peut pas approcher à certaines régions de l'écoulement telle une paroi solide comme on le constatera plus loin.
- **Approche numérique :** L'approche numérique consiste à résoudre les équations de mouvement, par approximation numérique, permet de décrire des situations plus complexe sans restriction à la linéarité cependant, elle demande un cout informatique élevé, Vu son avantage par rapport aux autres approches, L'approche numérique constitue actuellement le seul chemin économique possible pour les écoulements laminaires et turbulents [26,27].

1.2.4 - Modélisation mathématique:

En général, tout écoulement turbulent est décrit par des équations différentielles aux dérivées partielles. En 1974 CEBICI et SMITH ont estimé qu'avec les ordinateurs de nos jours, il est pratiquement impossible de pouvoir résoudre les équations instables de Navier-Stockes

[28,29]. Des équations exactes peuvent dériver des équations générales de Navier-Stokes, mais malheureusement on tend vers une infinité de solutions (équations). De là on s'oriente vers le domaine de la modélisation de la turbulence.

Par définition, un modèle de turbulence est un système additionnel d'équations algébriques ou aux dérivées partielles permettant le calcul des paramètres liés à la turbulence comme :

- ✓ Les contraintes turbulentes.
- ✓ L'énergie cinétique de turbulence.
- ✓ Taux de dissipation de l'énergie cinétique.

1.2.5 - Méthodes numériques : Vu l'énorme avantage que présente l'approche numérique par rapport aux autres approches, celles –ci devenue la science de base que les chercheurs utilisent dans leurs travaux. Actuellement il existe trois méthodes numériques modernes :

- ✓ La méthode des éléments finis.
- ✓ La méthode des différences finis
- ✓ La méthode d'intégrale locale sur des volumes finis.

Cette dernière présente l'avantage d'être efficace, stable convergente et préserve le principe de conservation de tout scalaire transportable dans l'écoulement, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques [30,31].

1.2.6 - Discrétisation :

Les phénomènes physiques d'intérêt dans cette présente étude sont gouvernés par des équations différentielles par une équation générale pour la variable physique transporté ϕ . Notre objectif essentiel est de développer les moyens de la résolution de cette équation. A cette étape, intervient le concept de discrétisation, l'équation de discrétisation est une relation algébrique reliant les valeurs de ϕ pour un groupe de points de maillage, une telle équation est dérivée des équations différentielles elles gouvernent le scalaire ϕ (par intégration sur des volumes finies) [25, 26,27].

1.3.1 - Transfert de chaleur :

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 [2].

Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid.

Il existe trois modes essentiels de transferts de chaleur la conduction, le rayonnement et la convection [32].

Le deuxième principe de la thermodynamique admet que la chaleur (ou énergie thermique) ne peut passer que d'un corps chaud vers un corps froid, c'est-à-dire d'un corps à température donnée vers un autre à température plus basse [33].

1.3.2 – Définitions générales :

- **La chaleur spécifique:** La relation fondamentale, $\Delta Q = m.c_p.\Delta T$ exprime que, si un corps de masse m stocke ΔQ joules, sa température s'élèvera de ΔT . C_p , la chaleur spécifique (en $J / (kg \cdot K)$) est une propriété physique des matériaux et elle dépend généralement de la température. Elle caractérise sa capacité à emmagasiner de la chaleur. La chaleur spécifique d'une substance est fonction de sa structure moléculaire et de sa phase.

- **Le débit :** c'est la quantité de fluide qui s'écoule ou qui est fournie par unité de temps.

Exemple : Le débit d'un cours d'eau, d'une pompe..., Il existe deux types de débits, le **débit massique** et le **débit volumique**. Le débit massique (Q_m) et le débit volumique (Q_v) sont liés par la relation : $Q_m (kg / s) = \rho (kg / m^3) \cdot Q_v (m^3 / s)$

- **Flux de chaleur:** Le flux est un débit de chaleur: $\Phi = \frac{\Delta Q}{\Delta t} [J / s.W]$ les transferts de chaleur sont mesurés par des flux.
- **La Viscosité :** C'est la résistance d'un fluide à son écoulement uniforme et sans turbulence. En fonction de la viscosité du fluide, la répartition de la vitesse du fluide n'est pas la même sur toute la surface figure (1.8-9).

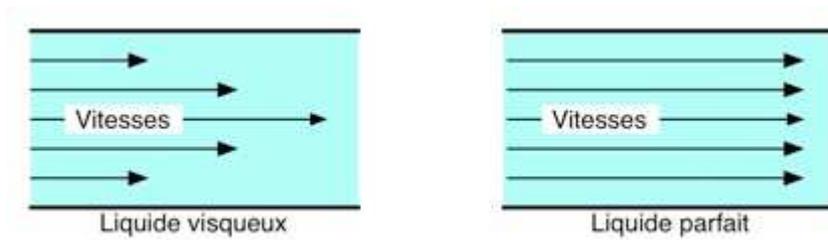


Figure (1.13) : Influence de la viscosité sur la vitesse du fluide.

- **Le régime laminaire** : d'un fluide s'effectue par glissement des couches de fluide les unes sur les autres sans échange de particules entre elles, par opposition au régime turbulent.

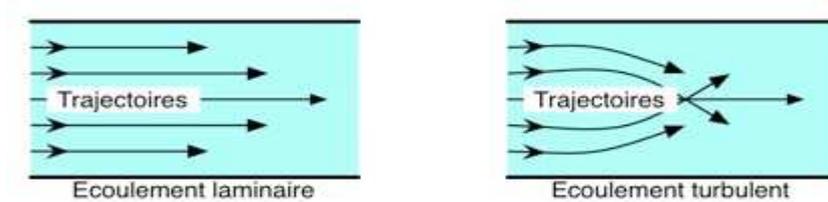


Figure (1.14) : Ecoulement laminaire ou turbulent.

Dans le cas d'un écoulement incompressible et isotherme, le nombre de Reynolds suffit pour déterminer le type d'écoulement : $Re = \frac{V.D}{\nu}$ Avec : V : vitesses du fluide, D : diamètre de la canalisation et ν : la viscosité cinématique du fluide [47].

Un écoulement est **turbulent** pour $Re > 10000$.

La viscosité cinématique est égale à la viscosité dynamique divisée par la masse volumique :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

- 🌈 **Les transferts de chaleur**: Lorsque deux points dans l'espace sont à des températures différentes ($T_2 > T_1$), il y a systématiquement transfert de chaleur de T_2 vers T_1 (c'est le deuxième principe de la thermodynamique).

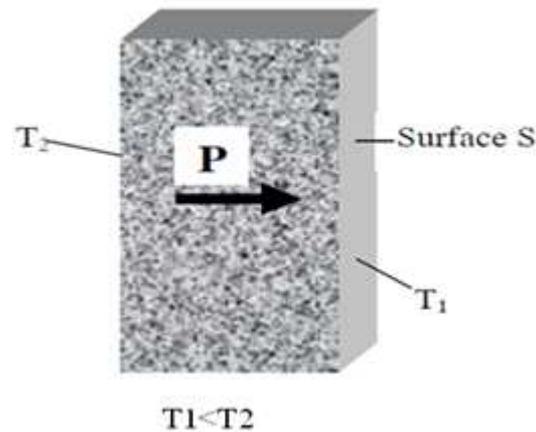


Figure (1.15) : Les transferts de chaleur.

Le flux est proportionnel à ΔT et à la section de passage : $\Phi = h.S.(T_1 - T_2) [W]$

On peut aussi parler de transport de chaleur lors du déplacement d'un fluide chaud [2,4].

Un débit massique \dot{m} (kg / s) d'un fluide à la température T correspond à un débit de chaleur,

et donc à un flux: $\Phi = \dot{m}C_p T \left[\frac{Kg}{s} \frac{J}{kgK} K \right] = \left[\frac{J}{s} \right] = [W]$

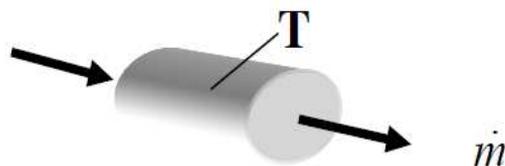


Figure (1.16) : Transfert de chaleur par un fluide.

1.3.3 - Les modes de transfert de chaleur:

✚ **La conduction:** échange de chaleur entre deux points d'un solide, ou encore d'un liquide (ou d'un gaz) immobile et opaque. En régime stationnaire :

$$\Phi = \frac{k}{e} S \Delta T$$

K : est la conductivité du matériau, c'est une fonction de T, x, y, z, de la direction etc., mais

souvent on admettra que k est une constante, $k : en \left[\frac{W}{m.K} \right]$.

e : est la distance (en mètre) entre les points considérés.

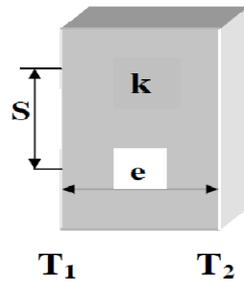


Figure (1.17) : Conduction.

✚ **La convection:** échange de chaleur entre une paroi et un fluide avec transport de la chaleur par le fluide en mouvement : $\Phi = h.S.(T_1 - T_2)$

h : coefficient d'échange par convection.

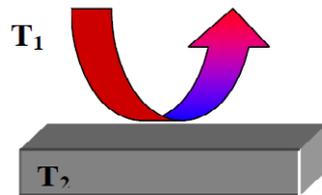


Figure (1.18) : Convection.

	Coefficient global de transfert h (W m ⁻² °C ⁻¹)
Liquide-liquide	100-2000
Liquide-gaz	30-300
Condenseur	500-5000

Tableau (1.4) : ordres de grandeur du coefficient global de transfert h de divers types d'échangeur.

✚ **Le rayonnement:** Echange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent. $\Phi = \epsilon_{12}k_B.S.(T_1^4 - T_2^4)$

ϵ_{12} : facteur d'émission équivalente de l'ensemble paroi 1 - paroi 2

K_B : constante de Boltzmann.

Pour les équations du rayonnement, T s'exprime en Kelvin [2,4].

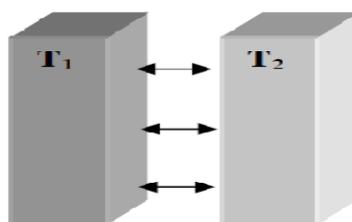


Figure (1.19) : Rayonnement.

1.3.4 - Phénomène de la Convection : La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement.

Le mécanisme élémentaire de transfert de chaleur est la conduction thermique mais le phénomène global, qui est la convection thermique, résulte de la combinaison de cette conduction avec les mouvements du fluide qui obéissent à des lois spécifiques [34,35].

- **Le régime stationnaire ou permanent :** pour lesquels la température en tout point du milieu est indépendante du temps, le déséquilibre est entretenu par les sources de chaleur.
- **Le régime non stationnaire :**
 - ✓ **Les régimes périodiques établis :** pour lesquels la température, en tout point, effectue des oscillations périodiques indépendantes du champ de température initial.
 - ✓ **les régimes transitoires :** qui correspondent à l'évolution d'un système d'un état initial (permanent ou en équilibre) vers un état final (permanent ou en équilibre) provoquée par un changement à l'instant initial des sources; le champ de température $T(M, t)$ dépend du champ de température initial

$T(M, 0)$ mais l'influence de celui-ci s'estompe avec le temps.

- ✓ **Les régimes variables :** pour lesquels les sources évoluent constamment, le champ de température $T(M, t)$ dépend des valeurs instantanées des sources et des évolutions antérieures [36,37].

1.3.5 - Régime d'écoulement dans une conduite cylindrique:

En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes [46].

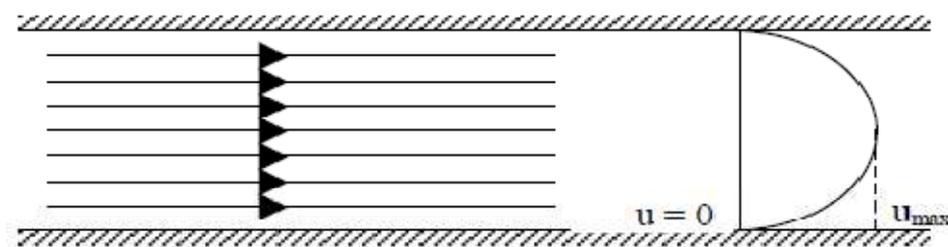


Figure (1.20) : Schématisation d'un écoulement laminaire.

En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel :

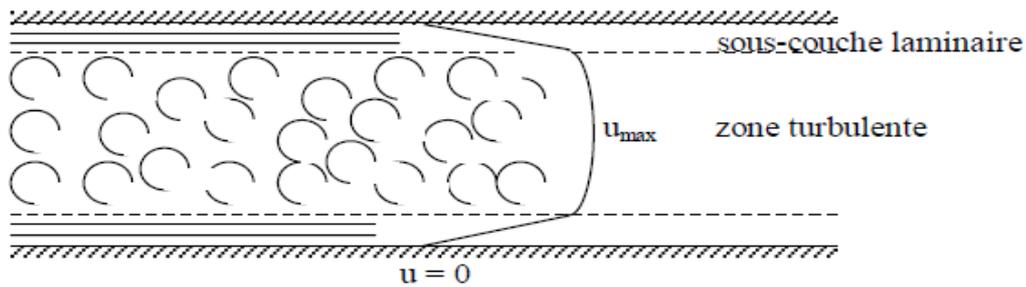


Figure (1.21) : Schématisation d'un écoulement turbulent.

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction moléculaire est généralement négligeable par rapport à la Convection et à la « diffusion turbulente » (mélange du fluide dû à l'agitation turbulente) en dehors de la sous-couche laminaire L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et Tridimensionnel [46, 47,48].

Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de REYNOLDS atteint ou dépasse 10000. Le régime correspondant au nombre de REYNOLDS compris entre 2300 et 10000 est dit transitoire [49, 50].

Analogie de Reynolds : De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduit à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur, Le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude schématisée sur la figure (1.16) [51, 52, 53, 54].

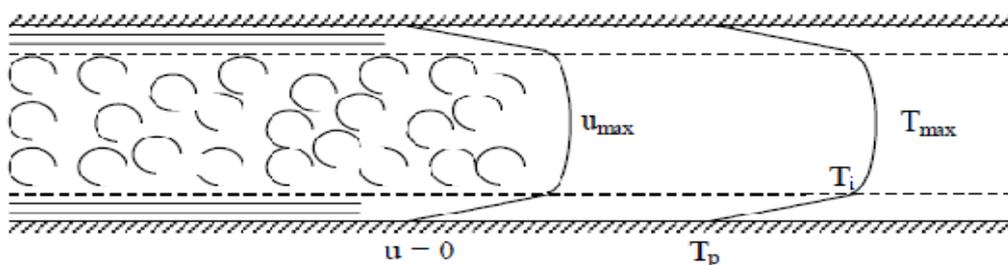


Figure (1.22) : Représentation de l'analogie de Reynolds dans le cas d'un écoulement turbulent dans un tube.

Couches limites dynamique et thermique :

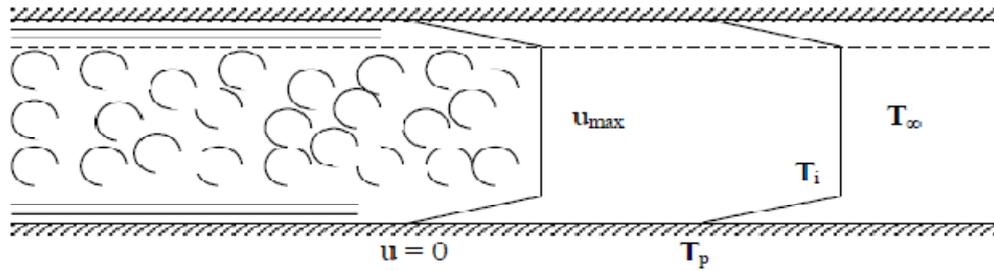


Figure (1.23) : Représentation du modèle de Prandtl pour un écoulement turbulent dans une conduite.

1.3.6 - Notion de la couche limite : La notion de couche limite a été introduite en 1904 par le savant allemand Prandtl. Sa définition est la suivante : « Lorsqu'un fluide s'écoule le long d'une surface, les particules du fluide à proximité de la surface sont ralenties à cause des forces de viscosité ». [44].

- **Régime établi :** c'est à dire lorsque le profil de vitesse ne dépend plus de la distance à l'entrée de la conduite.

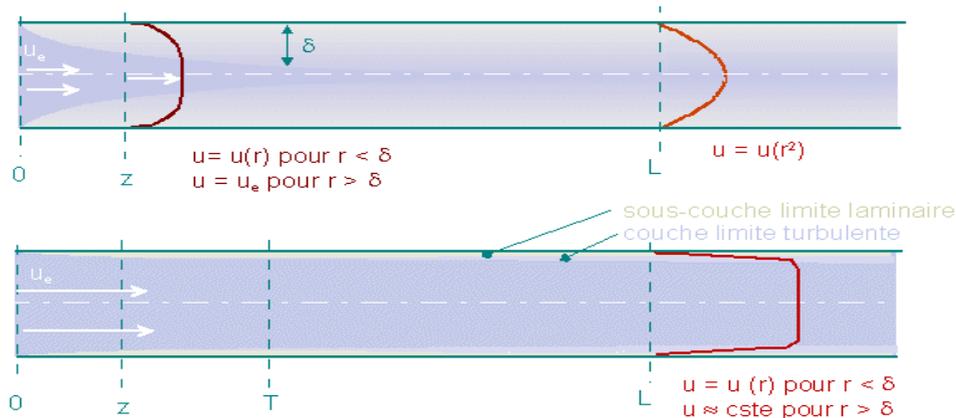


Figure (1.24) : Le régime est établi lorsque le profil de vitesse ne varie plus selon l'axe de la conduite. Les couches limites se sont alors complètement développées.

- **Longueur d'entrée :** À l'entrée du tuyau, l'écoulement n'est pas établi. Sur une certaine longueur (appelée longueur d'entrée ou longueur d'établissement), Si L : est la longueur d'entrée, elle est donnée par la relation :

➤ En régime laminaire : $\frac{l}{D} = 0.03 \text{ Re}$

➤ En régime turbulent : $\frac{l}{D} = 0.8 \text{ Re}^{\frac{1}{4}}$

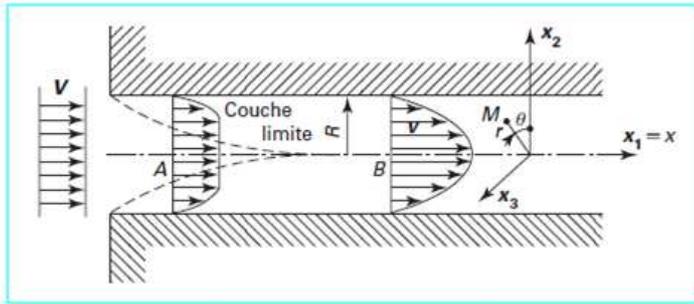


Figure (1.25) : Développement de l'écoulement de poiseuille à l'entrée d'une canalisation.

1- Convection forcée laminaire en conduite circulaire chauffée à flux constant :

- situation très courante (échangeurs). La conduite fournit un flux constant :

$\Phi_p (T_{paroi} > T_{fluide})$, Le champ de vitesse est un écoulement de poiseuille supposé non perturber par la convection naturelle. Il est en régime établi. Le champ de température est supposée aussi établi, cela suppose qu'on soit suffisamment éloigné de la zone d'entrée où prend naissance une couche limite thermique [38,39, 40, 41].

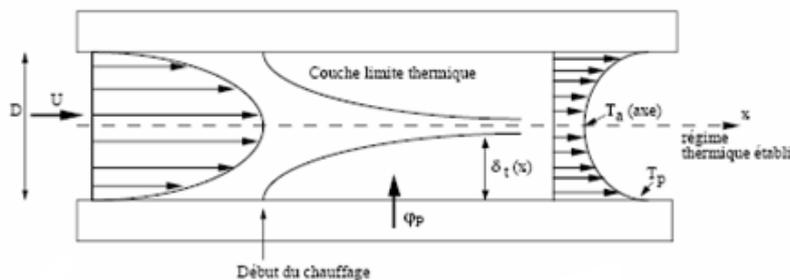


Figure (1.26) : Etablissement du régime thermique à l'entrée d'une conduite circulaire chauffée sous flux constant.

1.4 - Nombres adimensionnels :

1.4.1- Nombre de Nusselt : C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise

l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide - surface [2].

$$Nu = \frac{\bar{h}_C L}{k_f}$$

\bar{h}_C : Coefficient de convection thermique, L : longueur caractéristique, K_f : coefficient de conductivité thermique du fluide.

1.4.2 - Nombre de Prandtl : Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique ; il caractérise les propriétés physiques du fluide. $Pr = \frac{\mu c_P}{k_f} = \frac{\nu}{a}$

c_P : la chaleur spécifique à pression constante, k_f la conductivité thermique du fluide, a : la diffusivité thermique.

1.4.3 - Nombre de Reynolds : Ce nombre est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité existant dans l'écoulement. $Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu}$

v : est la vitesse caractéristique du fluide, L : la dimension linéaire caractéristique du corps

μ : La viscosité dynamique, ν : La viscosité cinématique , ρ : La densité du fluide. [42, 43,

54].

Chapitre 2 : formulation mathématique.

2.1 - Introduction :

La majorité des écoulements rencontrés dans la nature et qui sont d'un intérêt pratique en industrie sont turbulents instables et très complexes. En général, tout écoulement turbulent est décrit par des équations différentielles aux dérivées partielles. Mais avec les ordinateurs de nos jours, il est pratiquement impossible de pouvoir résoudre les équations instables de Navier-Stokes. Des équations exactes peuvent dériver des équations générales de Navier-Stokes, mais malheureusement on tend vers une infinité de solutions (équations). De là on s'oriente vers le domaine de la modélisation de la turbulence. Divers méthodes sont alors appliquées aux écoulements turbulents pour la fermeture du système d'équations.

Dans le présent travail, nous avons appliqué le modèle connu dans les modèles de turbulence qui est le modèle (K-epsilon) pour l'étude de l'écoulement tridimensionnels turbulent dans un échangeur coaxial. Ce dernier, donne une description plus réaliste des phénomènes d'interaction turbulente en suivant l'évolution de chaque paramètre turbulent par les équations de transport.

Pour tous les écoulements, Fluent résout les équations de la conservation de masse, de quantité de mouvement. Pour des écoulements impliquant le transfert thermique ou la compressibilité une autre équation additionnelle pour la conservation d'énergie sera résolue, **des équations additionnelles de transport sont également résolues quand l'écoulement est turbulent.**

2.2 - Equations du mouvement en coordonnées cartésiennes :

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

Dans le présent travail le fluide est supposé incompressible donc :

$$\rho = cte \quad D'où: \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \dots \dots \dots (2)$$

- **Equation de quantité de mouvement** : L'équation qui régit ce principe est :

Sous forme vectorielle : $\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V}\vec{V}) = \nabla(\vec{\sigma}) + \vec{F}$(3)

- **Équation d'énergie** : L'équation d'énergie s'écrit comme :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \text{grad} T \right] = \text{div}(\lambda \cdot \text{grad} T) + q + \Phi$$
.....(4)

2.3 - Les hypothèses de travail : Dans notre étude en va considérer ces hypothèses :

- ✓ Le fluide est incompressible ($\rho = \text{constant}$).
- ✓ Le fluide Newtonien
- ✓ L'écoulement est turbulent, tridimensionnel et permanent $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0 \right)$.
- ✓ Le terme source est nul.
- ✓ Les forces de volume(F_i) sont négligeables.
- ✓ La dissipation visqueuse nulle.
- ✓ L'épaisseur des deux cylindres est négligeable (conduction négligée).

En tenue compte de ces hypothèses, les équations de l'écoulement de fluide deviennent en régime turbulent :

2.4 - Equations générales des écoulements turbulents :

Décomposition de Reynolds : Si l'on prend un mouvement turbulent composé de tourbillons transportés par un mouvement d'ensemble, on peut représenter le mouvement désordonné en un point fixe de l'espace, tel qu'il est apprécié à un instant donné par un observateur situé en ce point par la somme de deux mouvement : le premier représentant le mouvement d'ensemble et le second le mouvement de fluctuations. Autrement dit les valeurs instantanées des composantes de la vitesse (u, v) et la pression en un point seront remplacées par leurs équivalents :

$$U_i = \bar{U}_i + u'_i \quad P = \bar{P} + p' \quad (*) \text{ (Règles de Reynolds).}$$

Dans lesquels les quantités \bar{U}_i et \bar{P} représentent des moyennes de grandeurs :

$$\bar{U}_i = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t U_i dt \quad \bar{P} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t P dt$$

$$\left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} = 0 \right)$$

Cette définition implique que le mouvement moyen est permanent

En remplaçant dans les équations du mouvement les valeurs instantanées par la somme des valeurs moyennes (par rapport au temps) de ces équations des simplifications apparaîtront car la moyenne d'une valeur fluctuante est nulle $\bar{u}'_i = 0, \bar{p}' = 0$.

Par conséquent l'approche statistique est adoptée, suggérée par Reynolds : les valeurs instantanées de la vitesse U_i la pression p sont séparées en quantités moyennes et fluctuantes. Cette opération de moyenne sur les expressions et est l'outil de base en turbulence. On emploie, ainsi quelques règles qui peuvent s'en déduire [47].

$\bar{\phi}$: Valeur moyenne de la quantité instantanée ϕ

ϕ' : Valeur de la fluctuation de la quantité ϕ

\bar{f} : Valeur moyenne de la quantité instantanée f

f' Valeur de la fluctuation de la quantité f

Règle de Reynolds : en utilisant les règles de Reynolds, Heinz(1975) et qui sont les suivantes, Le calcul des moyennes permet d'écrire :

$$\bar{\phi}' = 0$$

$$\overline{\bar{\phi}} = \bar{\phi}$$

$$f\bar{\phi} = \bar{f}\bar{\phi}$$

$$f\bar{\phi}' = \bar{f}\bar{\phi}' = 0$$

$$f\bar{\phi} = \bar{f}\bar{\phi} + \phi\bar{f}'$$

$$\frac{\partial \bar{\phi}}{\partial X} = \frac{\partial \phi}{\partial X}$$

Equation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial X_i} (\bar{U}_i + u'_i) = 0 \dots \dots \dots (5)$$

Et l'opérateur moyen d'ensemble appliqué à cette équation fournit

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_i} = 0 \quad , \text{ et par soustraction } \frac{\partial u'_i}{\partial X_i} = 0$$

Les tensions de Reynolds : Considérons équations de N-S pour le mouvement instantané.

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X_i} + \nu \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right] \dots\dots\dots(6)$$

En remplaçant les expressions (*) dans (6), cette dernière équation devient:

$$\frac{\partial(\bar{U} + u'_i)}{\partial t} + (\bar{U}_j + u'_j) \frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{P} + p')}{\partial X_i} + \nu \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial X_j} + \frac{\partial(\bar{U}_j + u'_j)}{\partial X_i} \right]$$

En prenant la moyenne des termes il reste :

$$\frac{\partial(\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial(\bar{u}'_i \bar{u}'_j)}{\partial X_j}$$

En arrangeant cette dernière équation, on obtient :

$$\frac{\partial(\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) - \bar{u}'_i \bar{u}'_j \right] \dots\dots\dots(7)$$

Les neufs quantités $-\bar{u}'_i \bar{u}'_j$ forment un tenseur (moyenne des produits des composantes de deux vecteurs). Et on appelle ces quantités tensions de Reynolds par analogie aux tensions de

viscosité $\left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \right]$.

Les termes $-\bar{u}'_i \bar{u}'_j$ donnent naissance aux tensions de Reynolds. Ils proviennent du non linéarité des équations de N-S et s'interprètent comme des contraintes.

Les équations de Reynolds peuvent aussi s'écrire :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\underbrace{\overbrace{\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j}}_{\text{tension de Reynolds}} - \bar{p} \delta_{ij} + \underbrace{\mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right)}_{\text{tension N-S}} \right] \dots\dots\dots(8)$$

Où δ_{ij} est le terme de Kronecker

Si $i = j$ $\delta_{ij} = 1$; Si $i \neq j$ $\delta_{ij} = 0$

On a en général $-\overline{\rho u'_i u'_j} \gg \mu \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial X_i} \right)$ ce n'est que près des parois que les tensions de N-S reprennent un rôle important [5]. .

Equations de transport aux tensions de Reynolds : Le point de départ ce sont les équations de N-S.

$$(\overline{U}_j + u'_j) \frac{\partial}{\partial X_j} (\overline{U}_i + u'_i) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (\overline{P} + p)}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial (\overline{U}_i + u'_i)}{\partial X_j} + \frac{\partial (\overline{U}_j + u'_j)}{\partial X_i} \right) \right] \dots \dots \dots (9)$$

En prenant la moyenne statistique, on obtient :

$$\overline{U}_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial (\overline{u'_i u'_j})}{\partial X_j} \dots \dots \dots (10)$$

Par soustraction entre (9) et (10) on a :

$$\overline{U}_j \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_i} \right) \right] - u'_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} - \frac{\partial}{\partial X_j} [u'_i u'_j - u'_i u'_j]$$

On obtient de même si on remplace l'indice i par n :

$$\overline{U}_j \frac{\partial \overline{u'_n}}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial X_n} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u'_n}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_n} \right) \right] - u'_j \frac{\partial \overline{U}_n}{\partial X_j} - \frac{\partial}{\partial X_j} [u'_n u'_j - u'_n u'_j]$$

Multipliant alors par u'_n et par u'_i et puis additionnant membre à membre :

$$\overline{U}_j \frac{\partial (u'_i u'_n)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} u'_n \frac{\partial p}{\partial X_i} - \frac{1}{\rho} u'_i \frac{\partial p}{\partial X_n} + u'_n \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_i} \right) \right] + u'_i \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial u'_n}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_n} \right) \right]$$

$$- u'_n u'_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} + u'_n \left[\frac{\partial u'_i u'_j}{\partial X_j} - \frac{\partial u'_i u'_j}{\partial X_j} \right] - u'_i u'_j \frac{\partial \overline{U}_n}{\partial X_j} + u'_i \left[\frac{\partial u'_n u'_j}{\partial X_j} - \frac{\partial u'_n u'_j}{\partial X_j} \right]$$

Après arrangement en prenant la moyenne, on a :

$$\underbrace{\overline{U}_j \frac{\partial (u'_i u'_n)}{\partial X_j}}_{(a)} = - \underbrace{\left[\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{U}_n}{\partial X_j} + u'_n u'_j \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial X_j} \right]}_{(b)} - \underbrace{2\nu \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial X_j} \frac{\partial \overline{u'_n}}{\partial X_j} \right) - \nu \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial X_j} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial X_n} + \frac{\partial \overline{u'_n}}{\partial X_j} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial X_i} \right)}_{(c)} -$$

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\overline{u'_i u'_n u'_j} + \delta_{nj} n_j \frac{\overline{u'_i P}}{\rho} + \delta_{ij} \frac{\overline{u'_n P}}{\rho} - \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial X_n} - \nu u'_n \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial X_i} - \nu u'_i \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial X_n} \right)}_{(d)} + \underbrace{\frac{\overline{P}}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial X_n} + \frac{\partial u'_n}{\partial X_i} \right)}_{(e)} \dots \dots \dots (11)$$

Les cinq termes s'appellent comme suit :

- (a): Taux de variation du tenseur des contraintes de Reynolds $\overline{u'_i u'_n}$ Le long d'une ligne de courant.
- (b) : Taux de production (source) de $\overline{u'_i u'_n}$ par interaction directe avec le taux moyen de déformation.
- (c) : Taux de dissipation de $\overline{u'_i u'_n}$ par l'action de viscosité sur les tourbillons à petite échelle de l'écoulement.
- (d) : Taux de diffusions de $\overline{u'_i u'_n}$.
- (e) : l'interaction pression /taux de déformation qui tend à « isotropie » les contraintes dans le champ de l'écoulement.

Bilan aux tensions de Reynolds : On obtient alors une équation pour le moment d'ordre 2

$$\left(\overline{u'_i u'_j}\right) \text{ qui peut se mettre sous la forme suivante : } \frac{D\overline{u'_i u'_j}}{Dt} = P_{i,j} - \varepsilon_{i,j} + \Pi_{i,j} + D_{i,j}$$

Cette équation est appelée équation des tensions de Reynolds ou équation de transport des tensions de Reynolds.

Terme de production :

$$P_{i,j} = -\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_k} - \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_k}$$

Ce terme ne fait intervenir que le gradient de vitesse moyenne et le tenseur de Reynolds qui sont les inconnues principales du problème.

Taux de dissipation visqueuse :

$$\varepsilon_{i,j} = 2\nu \frac{\partial \overline{u'_i} \partial \overline{u'_j}}{\partial X_k \partial X_k}$$

Ce terme de dissipation est pris égal à $\frac{2}{3} \varepsilon \delta_{i,j}$, ou' ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence. La viscosité du fluide dissipe l'énergie de turbulence en agissant sur les plus petits tourbillons (échelle Kolmogorov) dont le comportement est en moyenne isotrope. On en déduit que, de manière approchée, les taux de dissipation des contraintes normales $u_i'^2$ sont égaux entre eux et que ceux des contraintes $\left(\overline{u'_i u'_j}\right)$ avec $i \neq j$ Sont nuls.

Corrélation pression – taux de déformation :

$$\Pi_{i,j} = \frac{P'}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_i} \right)$$

Il contribue à un échange entre les composantes ($u_1'^2, u_2'^2, u_3'^2$) sans modifier leur somme et, pour cette raison, on dit qu'il s'agit d'un terme de redistribution. Ce terme se compose de deux parties d'après Rodi (1980) ou Schiestel(1993) on a :

$$\frac{P'}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_i} \right) = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2}$$

$\phi_{ij,1}$ Étant engendré par des interactions purement turbulentes, $\phi_{ij,2}$ par des interactions entre turbulence et gradient de vitesse moyenne, sont généralement modélisés séparément, d'après la proposition de Rotta (1961) :

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\bar{u}'_i \bar{u}'_j - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right), \text{ Ou, } C_1 = 1.5 ; \text{ ce terme favorise le retour à l'isotropie.}$$

En fait, il est proportionnel à l'anisotropie de la turbulence. Il est négatif (donc un puits) si

$$\bar{u}_i'^2 > \frac{2}{3} k, \text{ C'est en fait un terme qui tend à redistribuer l'énergie turbulente entre les}$$

composantes normales $\bar{u}_i'^2$.

La deuxième partie est modélisée d'après Lander et Rodi (1975) :

$$\phi_{ij,2} = -\gamma \left(P_{i,j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P \right); \text{ Avec } \gamma = 0.6$$

$$\text{Ou ' } P_{i,j} = -\bar{u}'_i \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_k} - \bar{u}'_j \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_k} \text{ et } P = -\bar{u}'_i \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}.$$

Ce terme est aussi redistribuait car sa trace est nulle. $\phi_{ij,2}$ Traduisant une interaction entre la turbulence et les gradients de vitesse moyenne, est analogue à $\phi_{ij,1}$: il est proportionnel à l'anisotropie du taux de production de $(\bar{u}'_i \bar{u}'_j)$.

Pour tenir compte de l'effet de la paroi sur la turbulence le terme de corrélation pression – taux déformation utilisé dans le logiciel Fluent supposé égal à :

$$\frac{P'}{\rho} \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial X_i} \right) = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} ,$$

Ou, $\phi_{ij,w}$ est appelé terme de réflexion de la paroi, il est responsable de l'amortissement de la contrainte normale près de la paroi et perpendiculaire à celle-ci. il est modélisé comme suit :

$$\phi_{ij,w} \equiv C'_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u'_k u'_m} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{2}{3} \overline{u'_i u'_j} n_j n_k - \frac{3}{2} \overline{u'_j u'_k} n_i n_k \right) \frac{k^{3/2}}{C_1 \cdot \varepsilon \cdot y_p} +$$

$$C'_2 \left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{2}{3} \phi_{ij,2} n_j n_k - \frac{3}{2} \phi_{ik,2} n_i n_k \right) \frac{k^{3/2}}{C_1 \cdot \varepsilon \cdot y_p}$$

OU, $C'_1 = 0.5, C'_2 = 0.3, n_k$ est la composante x_k du vecteur unitaire normal à la paroi, y_p est la distance normale à la paroi, $C_1 = C_\mu^{3/4} / k$, ou $C'_\mu = 0.09$ et est la constante de Von Karman égale à 0.4187.

Terme de transport diffusif : $D_{i,j} = \frac{\partial}{\partial X_k} \left(- \overline{u'_i u'_j u'_k} + \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial X_k} - \frac{\overline{P'}}{\rho} (\overline{u'_i \delta_{jk}} + \overline{u'_j \delta_{ik}}) \right)$

Le deuxième terme (diffusion de $(\overline{u'_i u'_j})$ par interaction moléculaire) est négligeable aux grands nombre de Reynolds. Aussi, le troisième terme diffusif par la fluctuation de pression est considéré négligé dans la plupart des travaux disponibles dans la littérature. Pour la triple corrélation des fluctuations de vitesse, Daly et Harlow ont proposé(1970) la relation suivante :

$$\overline{u'_i u'_j u'_k} = -Cs' \frac{k}{\varepsilon} \overline{u'_k u'_i} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_i} \quad \text{Ou, } Cs' \approx 0.22$$

Les indices ijk ne présentent aucune symétrie. Shir (1973) a apporté une expression plus simplifiée en employant un coefficient de transport isotrope :

$$\overline{u'_i u'_j u'_k} = -Cs' \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \quad [47,5].$$

2.5 - Le modèle $k-\varepsilon$: C'est un modèle à deux équations de transport pour deux paramètres de turbulence proposé par Jones et Launder (1972) qui se base sur le concept Boussinesq (1877) utilisant l'analogie entre l'échange de quantité de mouvement par

interaction moléculaire à l'échelle microscopique (contraintes visqueuses) et l'échange de quantité de mouvement par la turbulence à l'échelle macroscopique (contrainte de Reynolds) Ce modèle a trouvé le plus grand champ d'application dans des domaines d'intérêt pratique et industriel, Il résout en plus des équations des champs moyens des équations de l'énergie cinétique de la turbulence k et son taux de dissipation ε [40,46].

2.6 - concept de Boussinesq : Où la viscosité turbulente est donnée par la relation

suivante :

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left[\frac{\partial \overline{U'_i}}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{U'_j}}{\partial X_i} \right] - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

$$\nu_t = C_\mu (k^2 / \varepsilon) ; \text{ Avec } \mu_t = \nu_t \rho \text{ viscosité dynamique turbulente.}$$

C_μ : Constante empirique.

k : est l'énergie cinétique de turbulence défini par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i'^2} = \frac{1}{2} (\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2})$$

ε : Le taux de dissipation de l'énergie de turbulence k donné par la relation suivante :

$$\varepsilon = \nu \left[\frac{\partial \overline{u'}}{\partial x_j} \right]^2$$

Ce terme de dissipation qui apparait dans l'équation de l'énergie de turbulence reste à déterminer. L'échelle typique de longueur des grosses structures de la turbulence L est déduite de : $\varepsilon = k^{3/2} / L$ [58,59].

Cette loi de comportement de la turbulence fait intervenir un coefficient de même dimension que la viscosité moléculaire appelé viscosité turbulente. Mais à la différence de la viscosité moléculaire, la viscosité turbulente dépend de l'état de la turbulence en chaque point et diffère pour un même fluide d'un écoulement turbulent à un autre.

D'où l'idée de la relier aux caractéristique de la turbulence. Bien après Boussinesq, Kolmogorov et Prandtl proposent indépendamment une relation qui lie la viscosité turbulente au produit d'une échelle de vitesse des grosses structures de la turbulence et d'une échelle caractéristique de la longueur. L'échelle caractéristique des fluctuations de vitesse est $k^{1/2}$

L'échelle typique des longueurs est définie par $k^{\frac{3}{2}} / \epsilon$. Comme l'énergie de la turbulence est contenue essentiellement dans les grosses structures de la turbulence, (Tennekes et Lumley). C'est cette même énergie qui a été prise comme base de l'échelle de vitesse.

$$\nu_t = c\mu \left(k^{\frac{1}{2}} \right) \left(k^{\frac{3}{2}} / \epsilon \right) = c\mu k^2 / \epsilon, \quad c\mu = \text{cte Empirique.}$$

L'hypothèse de la viscosité dynamique turbulente peut-être alors exploitée en écrivant μ_t en

fonction de k et ϵ telle que :

$$\mu_t = C_p \frac{k^2}{\epsilon}$$

- **Les équations de transport de k et ϵ :** Les équations de transport semi-empiriques de l'énergie cinétique turbulente k et son taux de dissipation ϵ sont :

$$\frac{Dk}{Dt} = \underbrace{\frac{\partial k}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial X_j}}_{(2)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_{k,L}} + \frac{\nu_t}{\sigma_{k,t}} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j}}_{(3)} + \underbrace{\nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}}_{(4)} - \underbrace{\epsilon}_{(5)} \dots \dots \dots (12)$$

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \underbrace{\frac{\partial \epsilon}{\partial t}}_{(a)} + \underbrace{\bar{U}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j}}_{(b)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_{\epsilon,L}} + \frac{\nu_t}{\sigma_{\epsilon,t}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j}}_{(c)} + c_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \underbrace{\nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}}_{(d)} - c_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \dots \dots \dots (13)$$

Ces deux équations donnent k et ϵ qui permettent à leur tour de calculer la viscosité ν_t connaissant ν_t , on peut calculer le tenseur des contraintes $\overline{u'_i u'_j}$, Ce qui permet la résolution des équations de Reynolds. Les constantes standard du modèle sont celles données par Launder et Spalding(74). Elles sont réunies dans le tableau suivant [4,5] :

$C\mu$	$C\epsilon 1$	$C\epsilon 2$	$\sigma_{k,L} = \sigma_{k,t}$	$\sigma_{\epsilon,L}$	$\sigma_{\epsilon,t}$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.0	1.3

Tableau (2.1) : Les constantes standard du modèle données par Launder et Spalding(1974).

- Le terme (1) de l'équation représente le taux de variation de l'énergie cinétique turbulente k .
- Le terme (2) représente le transport par convection de l'énergie cinétique turbulente k

- Le terme (3) représente le transport par diffusion de l'énergie cinétique turbulente k .
- Le terme (4) représente la production par cisaillement de l'énergie cinétique turbulente k .
- Le terme (5) représente la dissipation de l'énergie cinétique turbulente k .
- Le terme (a) de l'équation de la dissipation d'énergie représente, le taux de variation de dissipation \mathcal{E} de l'énergie cinétique.
- Le terme (b) : représente le transport par convection de la dissipation de l'énergie cinétique.
- Le terme (c) : représente le transport par diffusion de la dissipation de l'énergie turbulente.
- Le terme (d) : représente la production (source) de \mathcal{E} .
- Le terme (e) : représente la dissipation (puits) de \mathcal{E} .

Ces deux équations donnent k et \mathcal{E} qui permettent à leur tour de calculer la viscosité turbulente μ_t . Connaissant μ_t , on peut déduire le tenseur des contraintes de Reynolds [55,56].

Traitement à la paroi : Les effets d'une paroi sur le champ turbulent sont nombreux et complexes, on peut citer cependant les principaux :

- ✓ La contribution réfléchie des corrélations pression-déformation
- ✓ La création d'une zone adjacente à la paroi dans laquelle la viscosité moléculaire est prédominante.
- ✓ Le caractère fortement anisotrope de la turbulence près de la paroi

Le caractère fortement non homogène du champ de la turbulence de ce fait, il existe au moins deux régions dans la couche limite en cas de forte turbulence. L'une loin de la paroi, est contrôlée par la turbulence et l'autre près de la paroi dominée par la viscosité. Ces deux régions sont raccordées par une région appelée région logarithmique à cause de la loi suivie par le profil des vitesses. Il existe deux types de formulations pour incorporer la condition à la limite près de la paroi. La première est celle de la fonction de la paroi, dans la deuxième région, appelée aussi sous-couche visqueuse, zone très fine, la proximité de la paroi cause des difficultés pour l'incorporation des conditions aux limites près de la paroi. D'après Patankar et Spalding (1970), la deuxième formulation est celle utilisant les modèles à faible nombre de Reynolds. Pour les fonctions de paroi le premier point du maillage près de la paroi doit être

situé dans la zone logarithmique ; pour les modèles à faible nombre de Reynolds un nombre de nœuds est utilisé dans la sous couche visqueuse [57].

Comme le modèle des contraintes de Reynolds s’adapte bien aux nombre de Reynolds élevés ainsi que pour le modèle de turbulence à deux équations $k - \epsilon$, on emploie donc une fonction de paroi basée sur la loi logarithmique afin d’arriver à des résultats satisfaisants. La vitesse moyenne, l’énergie cinétique et son taux de dissipation obtenus par les équations suivantes au niveau du nœud de la paroi :

$$\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{U_\tau}{k y_p} \quad \text{et} \quad \frac{U}{U_\tau} = \frac{1}{k} \ln \left(E \frac{y_p U_\tau}{\nu} \right) ; \quad k = C_\mu U_\tau^{-1/2} \epsilon, \quad \epsilon = \frac{U_\tau^3}{k y_p}$$

k : Constante de Von-Karman (k=0.09)

y_p : Distance entre le nœud adjacent à la paroi et la paroi...

ν : viscosité laminaire du fluide

E : Constante, (E=9, pour paroi lisse)

U_τ : est la vitesse de frottement (égale à $\sqrt{\tau_p / \rho}$)

τ_p : est la contrainte de cisaillement à la paroi.

Plusieurs auteurs, par exemple Lien- Leshnizer(1992) ont essayé d’imposer les valeurs de toutes les contraintes dans les nœuds proches de la paroi, comme une fonction de l’énergie cinétique turbulente k . ces valeurs peuvent être dérivées dans une région logarithmique en imposant le terme de production de k en équilibre avec la dissipation, c’-à-d $P_k = \rho \epsilon$.

Les contraintes de Reynolds obtenues par les modèles de GL (GL : Gibson-Lauder, 1981) et SSG (S : Speziale et al (1991) sont [5] :

	$\frac{\overline{u_1'^2}}{k}$	$\frac{\overline{u_2'^2}}{k}$	$\frac{\overline{u_3'^2}}{k}$	$\frac{\overline{u_1' u_2'}}{k}$
GL	1.098	0.297	0.655	- 0.255
SSG	1.067	0.413	0.520	- 0.314

Loi logarithmique de la vitesse : Dans les régions au voisinage des parois solides, le modèle de turbulence $k - \epsilon$ ne peut être appliqué que pour des écoulements à très grand nombre de

Reynolds. La résolution numérique du problème demande donc un maillage très fin. C.-à-d. un nombre de point de calcul important. Ne disposant pas d'un nombre de points suffisamment grand, et afin d'éviter d'éventuelles difficultés numériques, le recours a été fait à la version du traitement de paroi donné par Launder et Spalding(1974) qui négligent la présence d'une sous-couche laminaire et considère une distribution uniforme de la contrainte de cisaillement près de la paroi. On notera ainsi que dans cette zone, le bilan de l'énergie cinétique turbulente se simplifie en un équilibre local : Production de la turbulence égale à la dissipation [58,59].

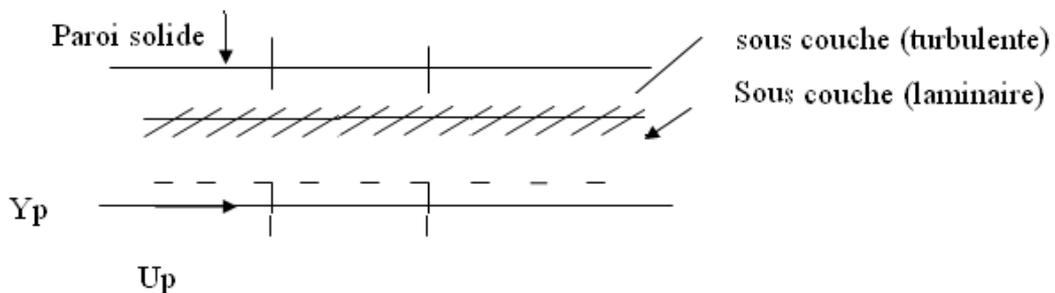


Figure (2.1) : traitement au voisinage de la paroi.

On préfère donc utiliser la région de turbulence où une loi logarithmique de vitesse peut être appliquée entre la paroi et les points localisés à une distance Y_p . La loi logarithmique est

$$\frac{Y_p - U\tau}{\nu} \geq 30 \quad \frac{U_p}{U\tau} = \frac{1}{x} \ln \left(E \cdot Y_p \cdot \frac{U\tau}{\nu} \right)$$

vérifiée expérimentalement pour

E : Constante ($E=9$, pour paroi lisse).

x : Constante de Van-Karman ($x=0,42$).

ν : viscosité laminaire du fluide.

$U\tau$: vitesse de frottement.

$$U\tau = \sqrt{\frac{\tau^f}{\rho}}, \text{ ou } \tau^f = \text{contrainte à la paroi.}$$

Expression de contrainte près de la paroi : Près de la paroi les transports par convection et diffusion de k sont négligeables.

Donc :

$$P_k = \mu t \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 = \rho \varepsilon$$

En substituant μt par $\rho \cdot C\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$, on obtient :

$$C\mu k^2 \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 = \varepsilon^2$$

Comme le gradient de vitesse $\left(\frac{\partial U}{\partial Y}\right) = \frac{\tau_f}{\mu t}$, alors l'expression devient : $\tau_f = \rho.C\mu^{\frac{1}{2}}.k$

L'expression peut s'écrire encore : $U\tau = \frac{x.UP}{U\tau}$, $Ln.(E.YP.\bar{v})$

Comme $\tau_f = \rho.U\tau^2$ En remplaçant $U\tau$ par son expression, on obtient :

$$\tau_f = \frac{\rho.x.C\mu^{\frac{1}{4}}.k^{\frac{1}{2}}.Up}{Ln\left(\frac{E.C\mu^{\frac{1}{4}}.\rho.k^{\frac{1}{2}}.Yp}{\mu}\right)}$$

, Et puisque : $\tau_f = \mu t.\left(\frac{Up}{Yp}\right)$

$$\mu t = \frac{\rho.x.C\mu^{\frac{1}{4}}.k^{\frac{1}{2}}.Yp}{Ln\left(\frac{E.C\mu^{\frac{1}{4}}.k^{\frac{1}{2}}.Yp}{\nu}\right)}$$

Enfin l'identification avec donne :

Expression de P_k et ε près de la paroi étant donné que près de la paroi la production est en équilibre avec la dissipation, l'équation de transport de k s'écrit : $0 = P_k - \rho\varepsilon$

$$P_k = -\overline{\rho u'v'} \frac{\partial U}{\partial Y} \quad \text{Donc :} \quad -\overline{\rho u'v'} = \mu_t \frac{\partial U}{\partial Y}$$

Alors P_k devient : $P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U}{\partial Y}\right)^2 = \tau_f \frac{\partial U}{\partial Y}$

En dérivant l'équation par rapport à Yp on obtient : $P_k = \frac{\tau_f}{\rho} \frac{U\tau}{x.Yp}$

Après réarrangement devient : $P_k = \rho \frac{C\mu^{\frac{3}{4}}.k^{\frac{3}{2}}}{x.Yp}$, $\varepsilon = \frac{C\mu^{\frac{3}{4}}.k^{\frac{3}{2}}}{x.Yp}$ [55,56].

Chapitre 3 : partie expérimentale

3.1 - Etude expérimentale :

L'échangeur de chaleur eau/eau en écoulement turbulent. H 951, a été conçu pour obtenir des résultats quantitatifs concernant les coefficients de transferts thermiques de surface et globaux d'un échangeur à tubes concentriques en écoulement turbulent. Cet appareil compact, destinée à être installer sur une table permet d'établir, entre autres, la relation entre le nombre de Nusselt, Reynolds et Prandtl, .Aussi, les profils de températures dans les deux modes d'écoulement co- couant et contre- courant en écoulement turbulent.



Figure (3.1) : dispositif expérimental Bond d'essai, Echangeur thermique Eau/Eau En Ecoulement Turbulent H 951.

3.1.1- Description de l'échangeur coaxial :

L'échangeur de chaleur est du type à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau de refroidissement coule dans l'espace annulaire. L'échangeur de chaleur a été divisé en trois sections égales afin de permettre l'examen des températures du courant intermédiaire. Des thermocouples captent les températures du courant aux quatre stations et les températures du métal à l'entrée et à la sortie.

Spécifications :

Echangeur à tubes concentriques.
Surface 0.021m^2 .

Résistance de chauffe 3KW avec variateur de puissance triac.

Pompe de circulation à couplage magnétique.

Trois débits mètres sont fournis pour eau chaude et froide.

Thermomètre digital, résolution $0.1\text{ }^\circ\text{C}$, avec commutateur

Robinet d'eau pour l'alimentation en eau.

Tous les composants électriques sont reliés à la terre protégés par fusible un thermostat limite la température de l'eau.

- **Circuit de l'eau chaude :** de l'eau chaude fournie par une résistance électrique du type réchauffeur d'eau, est amenée par une pompe au sommet du tube central de l'échangeur de chaleur. L'eau se refroidit à mesure qu'elle traverse l'échangeur de chaleur, et en sortant, passe soit par un débitmètre de débit élevé, soit par un débitmètre de faible débit (suivant le débit, et ensuite retourne dans le réchauffeur d'eau où elle est réchauffée.
- **Circuit de l'eau Froide :** De l'eau de ville froide passe par une vanne de régulation de débit et un débitmètre vers une paire de vannes à trois voies (contrôle le débit d'eau de refroidissement installée sur le devant du panneau. Ces vannes à trois voies dirigent l'eau froide à une extrémité quelconque de l'échangeur de chaleur. L'eau froide est réchauffée en passant par le tube externe de l'échangeur de chaleur et est aussi dirigée par les vannes à la vidange de l'unité. En réglant ces deux vannes aux positions indiquées par les flèches situées sur le panneau, il est même sens.
- **Dimensions et renseignements utiles de l'échangeur de chaleur :**

<p>Tube Intérieur</p>	<p>Matériau : cuivre. Diamètre externe : ($d_e = 9.5 \cdot 10^{-3} \text{m}$). Diamètre interne : ($d_i = 7.9 \cdot 10^{-3} \text{m}$). Longueur : $3 \times 350 \cdot 10^{-3} \text{m}$. Aire de Transfert de chaleur externe : $A_e = 0,031 \text{m}^2$; Interne : $A_i = 0,0288 \text{m}^2$. Aire d'écoulement Moyenne : $A_m = 0,0288 \text{m}^2$. Surface intérieur : $S_i = 49 \times 10^{-6} \text{m}^2$.</p>
<p>Tube Extérieur</p>	<p>Matériau cuivre. Diamètre externe : $12,7 \cdot 10^{-3} \text{m}$. Diamètre interne : $11,1 \cdot 10^{-3} \text{m}$. Aire d'écoulement annulaire : $S_a = 25,9 \times 10^{-6} \text{m}^2$. Chaleur spécifique de l'eau : $C_p = 4,18 \text{ kJ Kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ à $40 \text{ }^\circ\text{C}$. $= 4,22 \text{ kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ à $100 \text{ }^\circ\text{C}$.</p>

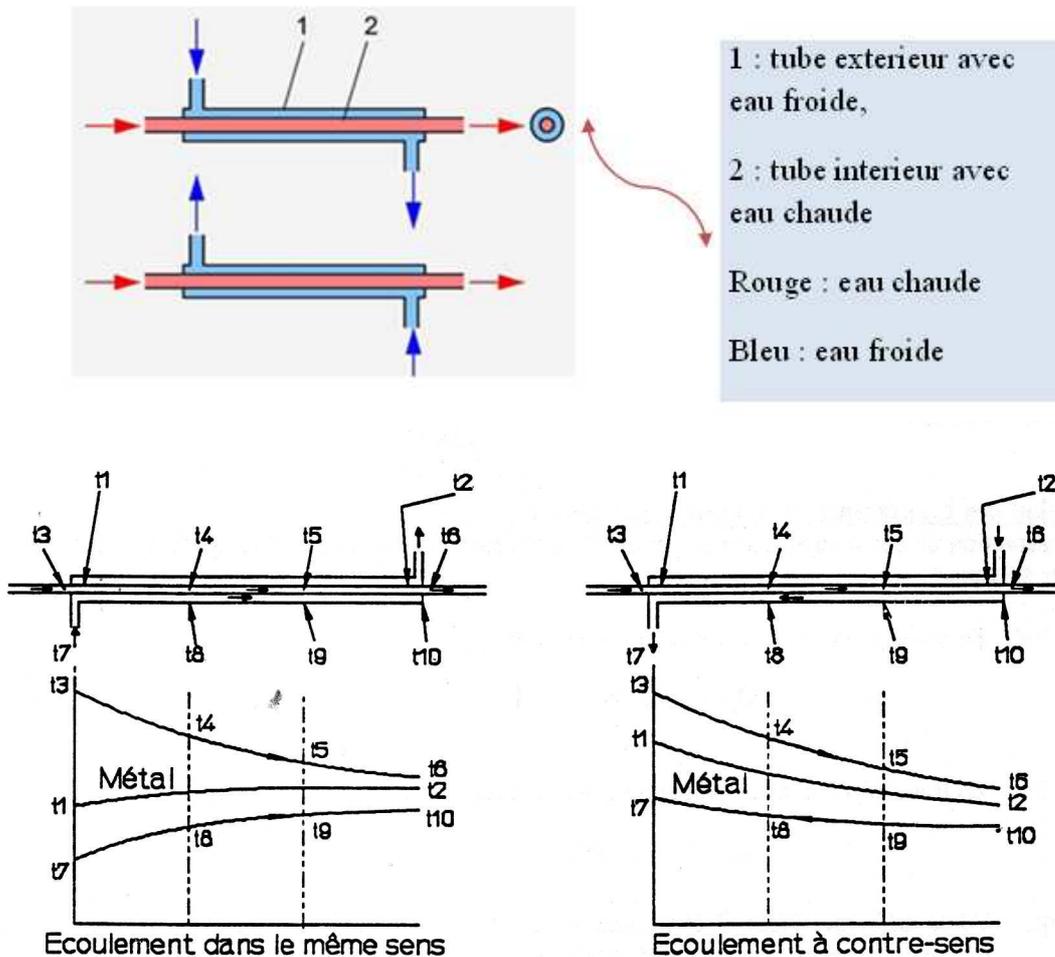


Figure (3.2) : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur coaxial et position des thermocouples dans l'échangeur.

Avec :

T1 : température de la paroi métallique de l'échangeur à l'entrée.

T2 : température de la paroi métallique de l'échangeur à la sortie

3.1.2 -Les Expériences réalisées :

1. Détermination du taux de transfert thermique, Ecart de logarithmique des moyennes de températures. Coefficient de transfert thermique global.
2. Détermination du Coefficient de surface à l'intérieur et à l'extérieur du tube, en fonction de la vitesse d'écoulement du fluide.
3. Comparaison des résultats en écoulement Co-courant et à contre-courant.

4. Détermination de la relation entre les nombres de Nusselt (Nu, Reynolds (Re et Prandtl (pr pour des nombres de Reynolds jusqu'à 65000 et des nombres de Prandtl situés entre 2.5 et 5.
5. Détermination des constantes du nombre de Nusselt.

Expérience1 : détermination du flux de chaleur, de la différence de température moyenne logarithmique et du coefficient de transfert de chaleur.

1. Régler les vannes de régulation du débit de l'eau de refroidissement de façon à obtenir un débit à contre –sens.
2. Vérifier que le réservoir du réchauffeur contient le niveau correct de l'eau.
3. Fermer la vanne de régulation « faible débit » et ouvrir entièrement la vanne de régulation « débit élevé ».
4. Allumer le secteur et le réchauffeur et régler la commande du réchauffeur à une valeur élevée.
5. Faire augmenter la température de l'eau chaude (t5 jusqu'à environ 70°C, puis régler le débit de l'eau chaude à une valeur pratique par ex. 5 l min (80g. s⁻¹).
6. Régler le débit de l'eau froide jusqu'à l'obtention de condition de fonctionnement stable avec t5 d'environ 70°C.
7. Faire les observations du tableau suivant.

Les données expérimentales :

$T_{fe}=20\text{ C}^{\circ}=293\text{ K}$, $T_{ce} = 70\text{ C}^{\circ} =343\text{ K}$, $p =1013\text{ mb}$ La date : 4/4/2010

$$\dot{m}_f = 14.5(\text{g.s}^{-1}) = 0.0145(\text{kg.s}^{-1}), \quad \dot{m}_c = 10(\text{l.min}^{-1})$$

Ecoulement contre – sens :

Test	1
paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	69.1
paroi métallique à la sortie T2 (°C)	54.9
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	71.9

Courant chaud ,1 ^{ère} intermediaire T4 (°C)	71.5
Courant chaud ,2 ^{ème} intermediaire T5 (°C)	70
Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	68.7
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	63.4
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	54.4
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	40.1
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	20.9
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{m}_c (l. \min^{-1})$	10
Débit effectif de l'eau chaude $\dot{m}_c (kg.s^{-1})$	0.166
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f (kg.s^{-1})$	0.0145
Température moyenne de l'eau chaude $(T_3+T_6)/2$ (°C)	70.3
Chaleur spécifique à moyenne température $C_p (J.Kg^{-1}.K^{-1})$	$4.19.10^3$
Densité à l'entrée du débitmètre T6 $\rho (Kg.m^{-3})$	978
Conductivité thermique à moyenne température $\mu (10^{-6} Kg / m.s)$	0.661
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr	2.5
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re	35065.96

Calcul :

$$\text{Température moyenne de l'eau chaude.} = \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{71.9 + 68.7}{2} = 70.3 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

$$\text{Chaleur spécifique de l'eau à } 70.3 \text{ C}^\circ : C_p = 4.19 \cdot 10^3 \text{ (J.Kg}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{)}$$

$$\text{Débit d'eau chaude indiqué : } \dot{m}_c = 10 \text{ (l.min}^{-1}\text{)}$$

D'après la table de correction débit/ Température, le débit de volume effectif est de 10.2l/min.

$$\text{A l'entrée du débitmètre (T}_6 = 68.7\text{c}^\circ\text{) la densité de l'eau } \rho = 978 \text{ (Kg.m}^{-3}\text{)}.$$

$$\text{Donc, Débit massique de l'eau chaude} = \frac{10.2 \cdot 978}{1000} \cdot \frac{1}{60} = 0.166 \text{ (Kg.s}^{-1}\text{)}$$

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_3 - T_6) = 0.166 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot (71.9 - 68.7) \quad ; \quad \dot{Q}_i = 2225.72 \text{ (W)}$$

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot C_p \cdot (T_7 - T_{10}) = 0.0145 \cdot 4.18 \cdot 10^3 \cdot (63.4 - 20.9)$$

$$\dot{Q}_o = 2575.92 \text{ (W)}$$

La différence de 350.20W peut être attribuée à des erreurs d'instruments et d'observations.

Distribution de température : La distribution de température des courants chaud et froid peut être tracée comme illustré sur la figure (3.3). L'axe horizontal représente les positions relatives le long de l'échangeur de chaleur, avec une disposition en ligne droite. Suivant le tableau on a un échangeur de chaleur coaxial de longueur L=1050 mm= 3.350 mm partager en 3 section pour mesurer les températures à l'aide des thermocouples : (position 1=0, position 2 =350, position 3=700, position 4=1050).

fluide	Position (mm)	Température (C°)
paroi	0	T 1 =69.1

paroi	1050	T 2 =54.9
Fluide chaud	0	T 3 =71.9
Fluide chaud	350	T 4 =71.5
Fluide chaud	700	T 5 =70
Fluide chaud	1050	T 6 =68.7
Fluide froid	1050	T10 =20.9
Fluide froid	700	T 9 =40.1
Fluide froid	350	T 8 =54.4
Fluide froid	0	T 7 =63.4

Afin de déterminer le coefficient global de transfert de chaleur se produisant dans L'échangeur de chaleur, il est nécessaire de déterminer une différence de température moyenne représentative entre les deux courants, c'est ce qu'on appelle la différence de température moyenne logarithmique, et on l'obtient par :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_{entree} - \Delta T_{sortie}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{entree}}{\Delta T_{sortie}}\right)}$$

Pour l'échangeur de chaleur avec une disposition de courant à contre- sens :

$$\Delta TLM = \frac{(T_3 - T_7) - (T_6 - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_3 - T_7}{T_6 - T_{10}}\right)}$$

Pour le résultat de cet essai : $DTLM = \frac{(71.9 - 63.4) - (68.7 - 20.9)}{\ln\left(\frac{71.9 - 63.4}{68.7 - 20.9}\right)}$

$$\Delta TLM = 22.84(K).$$

Le coefficient de Transfert de chaleur global peut être obtenu à partir de :

$$\dot{Q}_i = A_m \cdot U \cdot \Delta TLM$$

$$\text{En réorganisant : } U = \frac{\dot{Q}_i}{A_m \Delta TLM} \quad ; \quad U = \frac{2225.72}{0.0288 \cdot 22.84}$$

$$U = 3383.62 \text{ (} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \text{)}$$

La méthode ci-dessous peut être réalisée pour les autres débits de l'eau dans le tube central ; ou dans le tube annulaire. Les résultats montrent l'amélioration du coefficient globale de Transfert de chaleur due à l'augmentation de la vitesse du liquide étudiés.

3.2 – les Résultats :

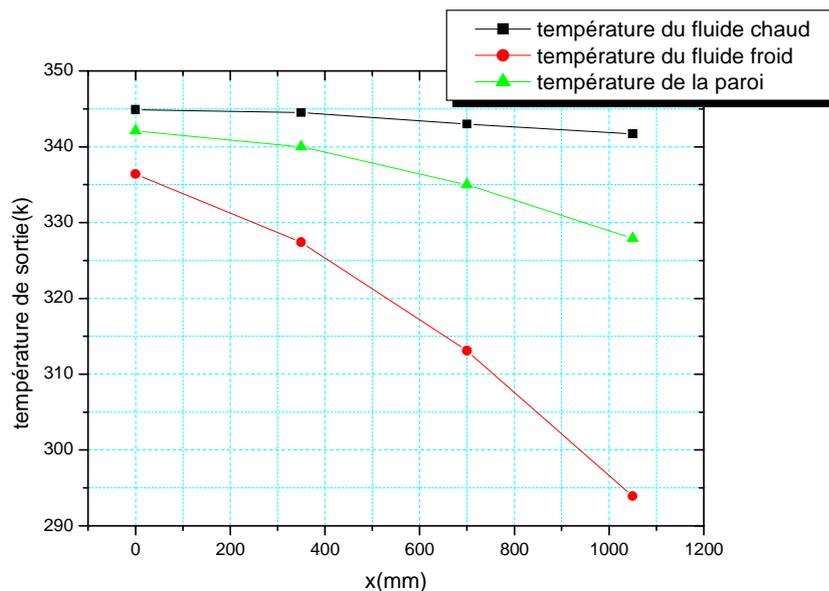


Figure (3.3) : Profil de température expérimentale en fonction de la distance x. (Écoulement contre sens)

La figure (3. 3) : montre le profil de température contre-courant, on voit que la température du fluide chaud diminue et la température du fluide froid augmente.

Explication : le fluide froid gagne la chaleur cédée par le fluide chaud.

Expérience 2 : détermination des coefficients de transfert de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur du tube, et l'effet de la Vitesse du fluide sur ceux –ci :

1. Régler les vannes de régulation du débit de l'eau de refroidissement de façon à obtenir un débit à contre –sens.
2. Vérifier que le réservoir du réchauffeur contient le niveau de l'eau correct.
3. ouvrir entièrement la vanne de régulation « débit élevé », brancher le réchauffeur au maximum et faire monter la température de l'eau à environ 70°C.
4. Régler l'eau froide de façon à amener la température moyenne de l'eau chaude à environ 70°C.
5. laisser les conditions se stabiliser, puis faire les observations.
6. Réduire le débit de l'eau chaude à jusqu'à environ 80% du maximum et sans changer le débit de l'eau froide. utiliser la commande du réchauffeur pour ramener température moyenne de l'eau chaude à sa valeur initiale.
7. permettre aux conditions de se stabiliser, puis faire les observations.
8. Répéter 6 et 7 avec des débits de l'eau chaude d'environ 60%, 40% et 20% de la valeur initiale. Les résultats sont montrés dans le tableau suivant.

Les données expérimentales :

$(T_3+T_6)/2 = 70\text{ C}^\circ$, $\dot{m}_f = 15\text{ (g.s}^{-1}\text{)} = 0.015\text{ (kg.s}^{-1}\text{)}$ La date : 11/4/2010 à 12^H

$\dot{m}_c = 9.7, 9, 7, 6, 5, \text{ (l.min}^{-1}\text{)}, 50\text{ (g.s}^{-1}\text{)}$, $T_{ce} = 70\text{ C}^\circ$, $T_{fe} = 21\text{ C}^\circ$, $P = 982,05\text{ mb}$

Écoulement à contre sens :

Test	1	2	3	4	5	6
Paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	69.2	69.6	69.6	69.7	69.8	70.2
Paroi métallique à la sortie T2 (°C)	53.5	53.5	51.8	50.9	49.5	45.7
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	72.1	72.5	73	73.4	73.9	76.4
Courant chaud ,1 ^{er} intermediaire T4 (°C)	71.5	71.8	72	72.2	72.5	73.9
Courant chaud ,2 ^{ème} intermédiaire T5 (°C)	70.4	70.5	70.4	70.4	70.3	70.5

Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	68.3	68.4	67.7	67.3	66.6	64.9
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	62.6	62.6	61.9	61.6	61.2	60
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	54.5	54.3	53.3	53	52.5	50.7
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	40.4	40.4	39.6	39.3	39.1	37.7
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	17.7	18.6	18.9	19.2	19.8	20.3
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{m}_c (l. \min^{-1})$	9.7	9	7	6	5	50g /s
Débit effectif de l'eau chaude $\dot{m}_c (kg / s)$	0.163	0.149	0.117	0.101	0.081	0.052
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f (kg / s)$	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015
Température moyenne de l'eau chaude $(T_3+T_6)/2$ (°C)	70.2	70.45	70.35	70.35	70.25	70.65
Chaleur spécifique à moyenne Température $C_p \cdot 10^3 (J.Kg^{-1}.K^{-1})$	4.19	4.19	4.19	4.19	4.19	4.19
Densité à l'entrée du débitmètre T6 $\rho (Kg / m^3)$	978	978	978	978	978	978
Conductivité thermique à moyenne Température $\mu (10^{-6} Kg / m.s)$	0.661	0.661	0.661	0.661	0.661	0.661
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr_i	0.11	0.12	0.15	0.17	0.19	0.29
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re_i	244800	21851	18154	15771	14429	9283

Calculs :**Pour l'essai 1 :**

$$\text{Température moyenne de l'eau chaude.} = \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{72.1 + 68.3}{2} = 70.2 \text{ C}^\circ$$

$$\text{Chaleur spécifique de l'eau à } 70.2 \text{ C}^\circ : C_p = 4.19 \cdot 10^3 \text{ (J.Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{)}.$$

$$\text{Débit d'eau chaude indiqué : } \dot{m}_c = 9.7 \text{ (l.min}^{-1}\text{)}.$$

D'après la table de correction Débit/ Température, le débit de volume effectif est de 10 l/min.

À l'entrée du débitmètre ($T_6 = 68.3^\circ\text{C}$) la densité de l'eau $\rho = 978 \text{ (Kg.m}^{-3}\text{)}$.

$$\text{Donc, débit massique de l'eau chaude} = \frac{10.978}{1000} \cdot \frac{1}{60} = 0.163 \text{ (Kg.s}^{-1}\text{)}.$$

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_3 - T_6) = 0.163 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot (72.1 - 68.3)$$

$$\dot{Q}_i = 2595.28 \text{ (W)}.$$

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot C_p \cdot (T_7 - T_{10}) = 0.015 \cdot 4.18 \cdot 10^3 \cdot (62.6 - 17.7)$$

$$\dot{Q}_o = 2815.23 \text{ (W)}.$$

Vélocité de l'eau dans le tube central de l'échangeur de chaleur :

$$V_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot S_i} = \frac{0.163}{978 \cdot 49 \cdot 10^{-6}} = 3.40 \text{ (m.s}^{-1}\text{)}.$$

Vélocité de l'eau dans l'espace annulaire de l'échangeur de chaleur :

$$V_o = \frac{\dot{m}_o}{\rho_o \cdot S_o}$$

La Température moyenne de l'eau de refroidissement,

$$\frac{T_7 + T_{10}}{2} = \frac{62.6 + 17.7}{2} = 40.15 \text{ C}^\circ$$

La densité à cette température : $\rho = 991(\text{kg.m}^{-3})$,

$$\text{Donc : } V_o = \frac{0.015}{991.25.9.10^{-6}} = 0.58(\text{m.s}^{-1})$$

Différence de température moyenne log entre l'eau chaude et la surface interne du tube :

$$\Delta\text{TM} = \frac{(T_3 - T_1) - (T_6 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_2}\right)} = \frac{(72.1 - 69.2) - (68.3 - 53.5)}{\ln\left(\frac{72.1 - 69.2}{68.3 - 53.5}\right)} = 7.34(^{\circ}\text{K}).$$

Différence de température moyenne log entre l'eau froide et la surface externe du tube :

$$\Delta\text{TM} = \frac{(T_1 - T_7) - (T_2 - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_1 - T_7}{T_2 - T_{10}}\right)} = \frac{(69.2 - 62.6) - (53.5 - 17.7)}{\ln\left(\frac{69.2 - 62.6}{53.5 - 17.7}\right)} = 17.27(^{\circ}\text{K}).$$

Différence de température moyenne log entre l'eau froide et l'eau chaude :

$$\Delta\text{TM} = \frac{(T_3 - T_7) - (T_6 - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_3 - T_7}{T_6 - T_{10}}\right)} = \frac{(72.1 - 62.6) - (68.3 - 17.7)}{\ln\left(\frac{72.1 - 62.6}{68.3 - 17.7}\right)} = 24.61(^{\circ}\text{K}).$$

Remarque : $\Delta\text{TM}_{\text{global}} = \Delta\text{TLM}_i + \Delta\text{TLM}_o$ dans le cadre des limites de mesure.

Coefficient de Transfert de chaleur de surface sur la surface interne du tube central :

$$h_i = \frac{\dot{Q}_i}{A_i \cdot \Delta\text{TLM}_i} = \frac{2595}{0,0261.7,34}$$

$$h_i = 13657(\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1})$$

Coefficient de Transfert de chaleur de surface sur la surface externe du tube central :

$$h_o = \frac{\dot{Q}_o}{A_o \cdot \Delta\text{TLM}_o} = \frac{2815}{0,031.17,27}$$

$$h_o = 5258(\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1}).$$

Coefficient de Transfert de chaleur global :

$$\dot{Q}_i = U \cdot A_m \cdot \Delta TLM \quad ; \quad U = \frac{\dot{Q}_i}{A_m \cdot \Delta TLM} = \frac{2595}{0,0288 \cdot 24,61} \quad U = 3661 (W \cdot m^{-2} K^{-1}).$$

Remarque : Si l'on ignore la résistance thermique du tube de cuivre et que l'on suppose que toutes les aires de transfert sont nominalement égales, soit :

$$A_o = A_i = A_m \quad ; \quad \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{13657} + \frac{1}{5258} \quad U = 3796.37 (W \cdot m^{-2} K^{-1}).$$

Ce qui est comparable à 3661 w par mesure globale directe.

Les différences peuvent être attribuées aux erreurs d'instruments et de lecture.

Résultats de calculs similaires :

Test	1	2	3	4	5	6
$\dot{Q}_i (W)$	2595	2559	2598	2581	2477	2505
$V_i (m/s)$	3.40	3.10	2.44	2.10	1.68	1.08
$V_o (m/s)$	0.58	0.59	0.59	0.59	0.59	0.59
$h_i (W \cdot m^{-2} K^{-1})$	24766	21851	18154	15771	14429	9283
$h_o (W \cdot m^{-2} K^{-1})$	4750	4712	4499	4494	4260	4741
$U (W \cdot m^{-2} K^{-1})$	4152	4024	3706	3596	3358	3158
$\Delta TLM (^\circ K)$	24.61	24.78	25.47	25.92	26.23	28.2
Température du fluide chaud à						

l'entrée $T_3(^{\circ}\text{K})$	345,1	345,5	346	346,4	346,9	349,4
----------------------------------	-------	-------	-----	-------	-------	-------

Ces résultats sont représentés graphiquement sur les figures (3.4), (3.5).

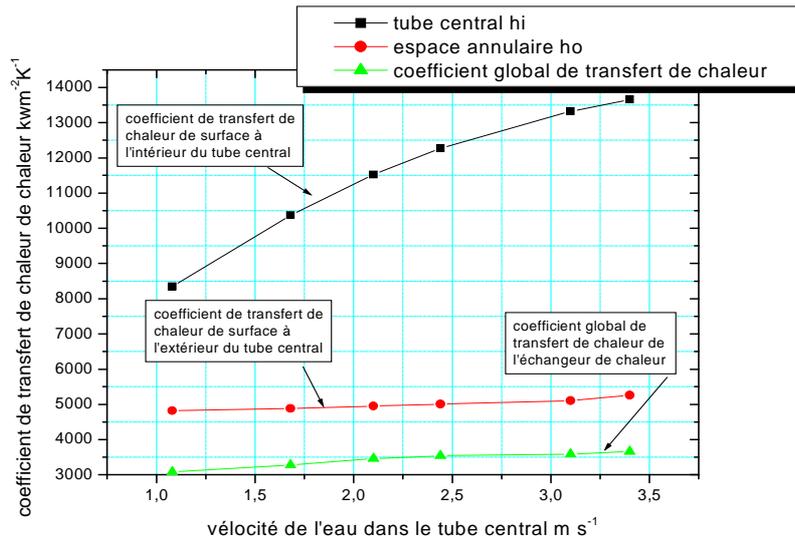


Figure (3.4) : Effet de la vitesse du fluide sur la surface d'échange et les coefficients globaux de transfert de chaleur.

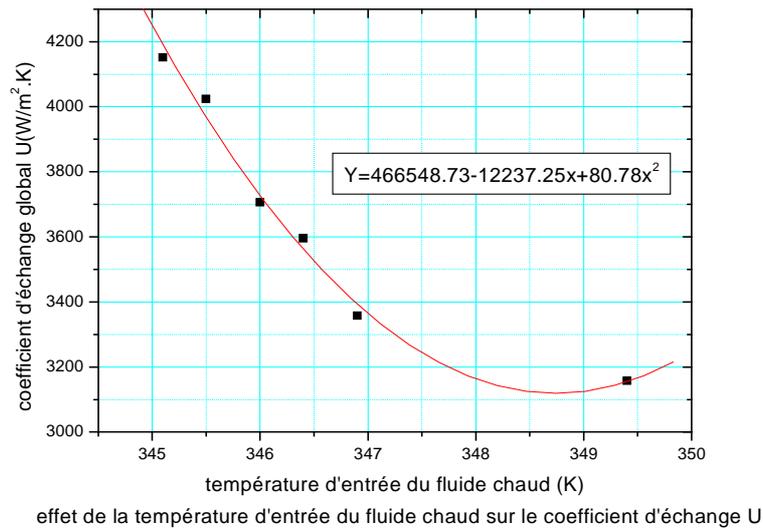


Figure (3.5) : effet de la température d'entrée du fluide chaud sur le coefficient d'échange U.

3.3- Exploitation des résultats:

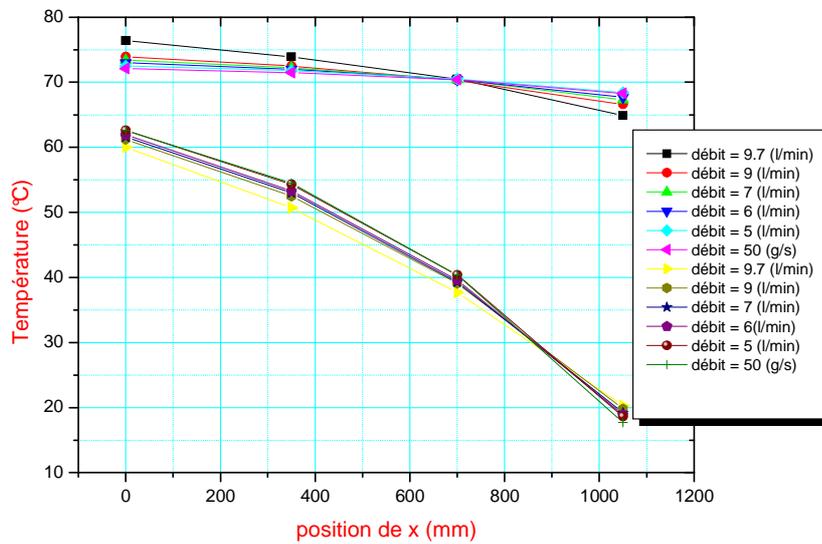
De la figure (3.4) : On peut constater qu'à l'extérieur du tube, où la vitesse de l'eau de refroidissement est restée constante, le coefficient de surface n'a pas changé de façon mesurable. Cependant, on note son changement rapide avec la vitesse de l'eau à l'intérieur du tube.

De la figure (3.5) : On remarque que le coefficient de transfert global diminue avec l'augmentation de la température d'entrée de l'eau chaude dans le tube central.

Le coefficient d'échange global évolue d'une façon inversement proportionnelle avec l'augmentation de la température d'entrée de l'eau chaude du tube central. Donc pour avoir un bon échange de chaleur il faut diminuer la température d'entrée du fluide chaud.

3.4 - Conclusion :

- ✚ le coefficient U de transfert de chaleur global s'améliore avec l'augmentation de la vitesse du fluide chaud à l'intérieur du tube central.
- ✚ De même, la diminution de température d'entrée de l'eau chaude dans le tube central fait augmenter le coefficient de transfert global.
- ✚ donc l'une des méthodes d'amélioration du coefficient d'échange dans un échangeur coaxial est de faire augmenter la vitesse du fluide ceci en augmentant le débit volumique de l'eau chaude à l'intérieur du tube central.
- ✚ La deuxième méthode d'amélioration du coefficient d'échange dans un échangeur coaxial consiste à faire baisser la température d'entrée du fluide chaud.
- ✚ L'équation : $y=466548.73-12237.25x+80.78x^2$ explique la relation entre le coefficient d'échange global et la température d'entrée du fluide chaud dans un échangeur coaxial.



profils de température en mode contre courant pour divers débits de l'eau chaude

Figure (3.6) : profils de température en mode contre- courant pour différents valeurs de débit de l'eau chaude.

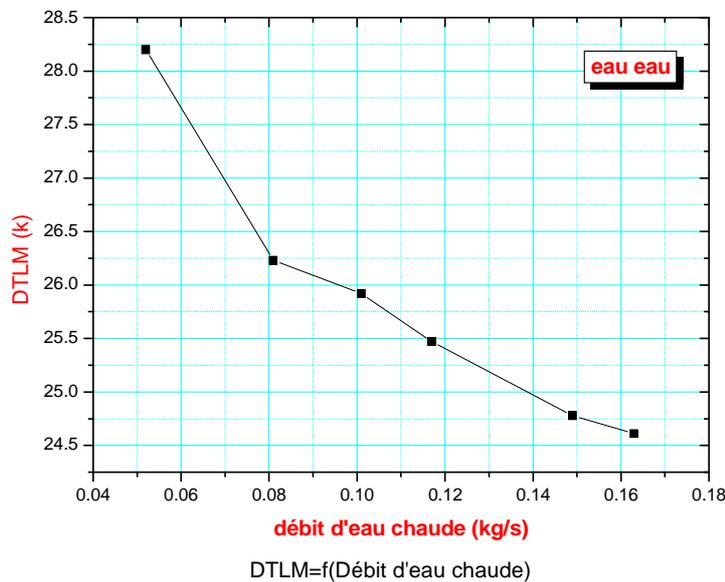


Figure (3.7): Effet du débit de l'eau chaude sur la température moyenne logarithmique ΔTLM .

Des figures (3. 6), (3. 7): on observe que : la température logarithmique moyenne ΔTLM diminue avec l'augmentation du débit de l'eau chaude, et d'après la relation :

$P=K.S. \Delta T_{Lm}$, on remarque facilement que la puissance d'échange diminue lorsque le débit de l'eau chaude augmente.

Conclusion :

- ✚ L'augmentation du débit de l'eau chaude a un mauvais effet sur la température logarithmique moyenne.
- ✚ Pour avoir un bon échange de chaleur il faut diminuer le débit de l'eau chaude afin d'augmenter la température logarithmique moyenne et ainsi la puissance d'échange.

L'expérience 3 : comparaison entre l'écoulement dans le même sens et à contre sens dans un échangeur de chaleur.

1. Régler les vannes de régulation du débit de l'eau de refroidissement de façon à produire un écoulement à contre –sens.
2. Vérifier que le réservoir du réchauffeur contient un niveau de l'eau correct.
3. ouvrir entièrement la vanne « débit élevé », allumer le secteur et le réchauffeur et faire monter la température de l'eau chaude T5 à environ 50 °C.
4. Réduire le débit de l'eau chaude à environ 50g.s⁻¹. Et régler le débit d'eau froide à environ 20 g.s⁻¹.
5. Régler la commande de réchauffeur de façon que T5 soit stable à environ 50°C.
6. Faire les observations détaillées.
7. Inverser rapidement la position des vannes de régulation du débit d'eau de refroidissement afin d'inverser l'écoulement de l'eau de refroidissement et d'obtenir un écoulement dans le même sens.
8. Le cas échéant, remettre les débits de l'eau chaude et de l'eau froide et T1 le plus près possible des mêmes valeurs qu'aux paragraphes 4 et 5 ci-dessus. (les valeurs effectives ne sont pas importantes mais pour une comparaison stricte les débits et les températures initiales doivent être les mêmes pour l'écoulement dans le même sens et l'écoulement à contre sens).
9. Refaire les observations effectuées précédemment.

Les données expérimentales :

$$\dot{m}_c = 0.15 \text{ Kg.s}^{-1}, \quad \dot{m}_f = 0.15 \text{ Kg.s}^{-1}, \quad T_5 = 50 \text{ C}^\circ \quad \text{Date : 15 / 4 / 2010 à 12}^{\text{H}}$$

Chaleur spécifique à moyenne température $C_p = 4.18(kJ \cdot k \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$, $P = 1017.9$ mb,

Les résultats :

Mode d'écoulement	Contre courant	Co courant
Test	1	1
paroi métallique à l'entrée T1 (°K)	313	302.1
paroi métallique à la sortie T2 (°K)	295.1	304.4
Courant chaud à l'entrée T3 (°K)	321.1	320.2
Courant chaud, 1 ^{er} intermédiaire T4 (°K)	317.8	315.8
Courant chaud, 2 ^{ème} intermédiaire T5 (°K)	313.8	312.4
Courant chaud, à la sortie T6 (°K)	308	309.3
Courant froid, entrée /sortie T7 (°K)	302	288
Intermédiaire Courant froid T8 (°K)	297.6	294.3
Intermédiaire Courant froid T9 (°K)	292.7	298.1
Courant froid, entrée /sortie T10 (°K)	288.1	300.8

La distribution de température des courants chaud et froid peut être tracée comme illustré sur la figure (3.6). L'axe horizontal représente les positions relatives le long de l'échangeur de chaleur, avec une disposition en ligne droite. On a un échangeur de chaleur coaxial de longueur 1050 mm= 3.350 mm partager en 3 section pour mesurer les températures à l'aide des thermocouples : (position 1=0, position 2 =350, position 3=700, position 4=1050).

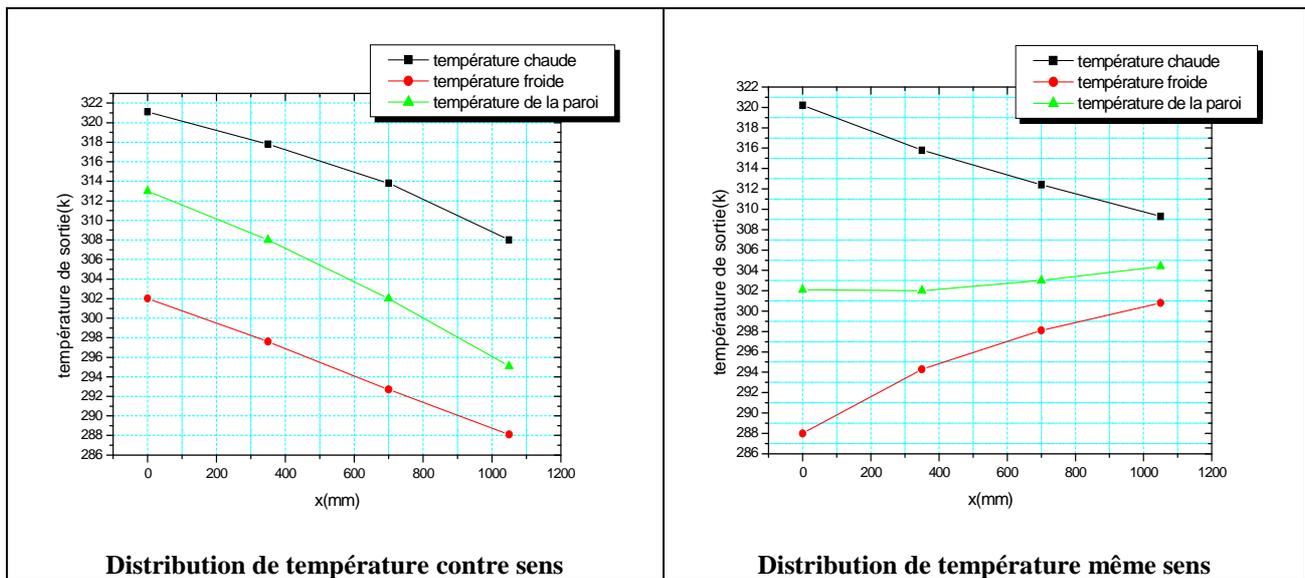


Figure (3.8) : Les profils de températures expérimentales.

Calculs :

Pour un l'écoulement à contre sens :

$$\text{Température moyenne de courant } \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{48.1 + 35}{2} = 41.55 \text{ C}^\circ$$

D'après la table la densité à l'entrée du débitmètre ($T_6=35\text{C}^\circ$), $\rho = 994 \text{ (Kg.m}^{-3}\text{)}$

Débit de volume observé = $0.15 \text{ (Kg.s}^{-1}\text{)}$.

Chaleur spécifique : $C_p = 4.18 \cdot 10^3 \text{ (J.Kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)}$

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_3 - T_6) = 0.15 \cdot 4.18 \cdot 10^3 (48.1 - 35)$$

$$\dot{Q}_i = 8213.7 \text{ (W)}$$

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot C_p \cdot (T_7 - T_{10}) = 0.15 \cdot 4.18 \cdot 10^3 (29 - 15.1)$$

$$\dot{Q}_o = 8715.3 \text{ (W)}$$

Pour un l'écoulement à même sens : En utilisant une méthode similaire à la méthode ci-dessus ;

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_3 - T_6) = 0.15 \cdot 4.18 \cdot 10^3 (47.2 - 36.3)$$

$$\dot{Q}_i = 6834.3(W).$$

Transfert de chaleur depuis l'eau froide :

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot C_p \cdot (T_7 - T_{10}) = 0.15 \cdot 4.18 \cdot 10^3 (15 - 27.8)$$

$$\dot{Q}_o = 8025.6(W)$$

Les différences peuvent être attribuées aux erreurs d'instruments et de lecture.

Le calcul des incertitudes expérimentales :

T échangeur neuf (Protocole de l'appareil)	Temp Du doctorat	ΔT Incertitudes Expérimentales	T échangeur neuf (Protocole de l'appareil)	Temp Du doctorat	ΔT Incertitudes Expérimentales
Contre sens			Co courant		
T3= 49.3°C	48.1°C (321.1K°)	1.2°C	49.7°C	47.2°C (320.2K°)	2.5°C
T7= 37.9°C	29°C (302K°)	8.9°C	19°C	15°C (288K°)	4°C
T3- T7 =11.4°C	19.1°C	7.7°C	T3- T7 = 30.7c°	32.2°C	1.5°C
Barres d'erreurs moyennes	$\Delta T = \pm 4.6^\circ C$ Ce calcul est fait pour les mêmes conditions du débit de l'eau chaude et froide. Explication : ❖ La différence de 4.6°C peut être attribuée à des erreurs d'instruments et d'observations.				

Exploitation des résultats :

On constate qu'en gardant les mêmes débits du liquide ou les conditions d'entrée, l'écoulement dans le même sens a pour résultat un transfert de chaleur plus faible que l'écoulement à contre sens.

On remarque en particulier sur ces figures que : dans un échangeur à contre - courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

Pour le mode Co courant Les deux fluides voient leurs température se rapprocher d'une température limite T_{lim} cette température est telle que : $T_{\text{lim}} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$

En aucun cas on ne peut avoir $T_{fs} > T_{cs}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.

Dans un fonctionnement à contre –courant il est possible d'obtenir $T_{fs} > T_{cs}$. Il est par contre impossible d'obtenir $T_{fs} > T_{ce}$ ou $T_{ce} < T_{fs}$.

Comparaison des deux modes de circulation Co-courant et contre- courant :**contre courant****Co courant**

$$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fe}$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$$

ΔT_s : l'écart de température à la sortie

ΔT_e : l'écart de température à l'entrée

Comparaison de l'écart de température à deux modes

Puisque ΔT est l'écart de température, c'est-à-dire différence existant entre les températures du fluide chauffant et du fluide réchauffé, au lieu considéré de la surface de réchauffement

dans le système à contre-courant, la valeur moyenne est plus élevée dans le système contre-courant que dans le système à courant de même sens, les échangeurs de chaleur à contre-courant nécessitent donc des surfaces d'échange plus petites que les échangeurs à courant de même sens pour produire un même effet. Mais si la température de l'un des deux fluides est constante, la valeur moyenne ΔT est la même dans les deux systèmes.

L'étude comparative permet de déduire que :

- La puissance maximum d'échange est obtenue lorsque l'un des fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil, qui est la différence entre les températures d'entrée des fluides chaud et froid. Dans l'échangeur à courants parallèles ce maximum n'est jamais atteint, au mieux avec un échangeur très long et sans pertes, T_{fs} approchera T_{cs} ce qui montre bien que cet échange est plus efficace que le précédent.

Conclusion :

Des figures précédentes on constate que :

- ✚ Sans changement dans les débits de liquide ou les conditions d'entrée, l'écoulement dans le même sens a pour résultat un transfert de chaleur plus faible que l'écoulement à contre sens, donc pour une meilleure application et rentabilité le système contre-courant est mieux adapté que le système Co-courant.
- ✚ C'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C , qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C .
- ✚ La puissance maximum d'échange serait obtenue avec un échangeur idéal à contre -courant pur, infiniment long et sans pertes. Dans ces conditions, la température de sortie du fluide de plus faible capacité thermique (on appelle ainsi la quantité $(c = \dot{m}.c_p)$) serait égale à la température d'entrée de l'autre fluide, le fluide de plus faible capacité thermique subissent un changement de température égal au gradient de température maximum dans l'appareil, $(T_{ce} - T_{fe})$.

- ✚ La température maximale du fluide froid est toujours inférieure à celle minimale du fluide chaud dans un Co courant et il est fréquent que la température de sortie du fluide froid soit supérieure à la température de sortie du fluide chaud dans un contre- courant. Sur le plan énergétique, on privilégiera donc le contre -courant. On dit aussi que, pour un même coefficient d'échange global, l'échangeur à contre- courant est plus efficace.
- ✚ En revanche, l'évolution en fonction de x de la température de la paroi commune est plus faible dans l'échangeur à Co courant que dans l'échangeur à contre- courant.

Expérience 4 : Recherche de la relation entre le nombre de Nusselt, le Nombre de Reynolds et le Nombre de Prandtl.

La méthode suivante dépend de l'hypothèse selon laquelle pour un transfert de chaleur par convection turbulent dans un tube, le Nombre Nusselt est uniquement une fonction du nombre Prandtl et du nombre Reynolds : $Nu = f(Re, Pr)$

Ceci peut être démontré par les deux méthodes d'essai suivantes :

- a) en gardant Pr constant, on peut établir la relation entre Nu et Re.
- b) de même en gardant Re constant, on peut établir la relation entre Nu et Pr.
- c) Enfin on peut établir les coefficients pour donner : $Nu = k Re^a Pr^b$

➤ **Procédure (A) nombre de Prandtl constant :**

Puisque Pr dépend de la température, il est nécessaire d'obtenir un ensemble d'observations à partir d'expériences dans lesquelles la température moyenne de l'eau chaude

est constante, c.à.d. $\frac{T_3 + T_6}{2}$.

- (i) Régler les vannes de régulation de débit de l'eau de refroidissement de façon à obtenir un écoulement à contre sens.
- (ii) Vérifier que le réservoir du réchauffeur est correctement rempli.
- (iii) ouvrir complètement la vanne de régulation de débit élevé, allumer le secteur et régler le réchauffeur au maximum. Faire monter la température de l'eau à environ 70°C.

(iv) Régler le débit de l'eau froide jusqu'à ce que la température moyenne de l'eau chaude

$\frac{T_3 + T_6}{2}$ atteigne la valeur désirée par ex ($70 \pm 2^\circ\text{C}$).

(v) laisser les conditions se stabiliser, puis faire les observations.

(vi) Réduire le débit de l'eau chaude à environ 70% de sa valeur initiale, et régler le réchauffeur jusqu'à ce que la température moyenne de l'eau chaude atteigne encore la valeur constante désirée par ex ($70 \pm 2^\circ\text{C}$).

(vii) laissé les conditions se stabiliser, puis répéter les observations.

(viii) Répéter (vi) et (vii) à environ 50 %, 35%, et 20% respectivement, du débit de l'eau chaude initial. On peut refaire cette expérience à une température moyenne de l'eau chaude constante.

- Veuillez remarquer qu'un exemple statistiquement plus correct peut être obtenu en prenant un plus grand nombre de lecture à des intervalles de débit de courant chaud plus petits.

Les données expérimentales:

$T_c = 70^\circ\text{C}$, $T_f = 21^\circ\text{C}$, $P = 982,05\text{mb}$ La date : 11/4/2010

$\dot{m}_f = 0.0175(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}) = 17,5(\text{g}\cdot\text{s}^{-1})$, $\dot{m}_c = 0.02(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}) = 20(\text{g}\cdot\text{s}^{-1})$, $\text{Pr} = \text{cte}$

Ecoulement à contre sens :

Test	1	2	3	4	5	6
paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	68.7	68.2	67.7	64.5	64.0	65.4
paroi métallique à la sortie T2 (°C)	54.4	53.6	52.0	48.3	45.5	42.2
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	71.8	71.6	71.6	68.9	69.7	74.1
Courant chaud ,1 ^{ère} intermediaire	71.1	70.7	70.5	67.6	67.8	70.6

T4 (°C)						
Courant chaud ,2^{ème}intermediaire T5 (°C)	69.9	69.4	68.8	65.8	65.3	66.6
Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	68	67.4	66.5	63.2	61.9	61.1
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	60.6	59.2	57.6	53.6	52.0	50.8
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	52	50.3	48.6	44.5	42.8	41.0
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	38.7	37.1	35.2	32.2	31.0	29.6
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	20.4	19.6	18.2	17.2	17.2	17.3
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{V}_c (l.min^{-1})$	9.7	9	8	7	5	50g /s
Débit effectif de l'eau chaude $\dot{m}_c (kg / s)$	0.166	0.150	0.134	0.118	0.085	0.05
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f (kg / s)$	0.017 5	0.0175	0.0175	0.02	0.02	0.02
Température moyenne de l'eau chaude $(T_3+T_6)/2$ (°C)	69.9	69.05	69.05	66.05	65.8	67.6
Chaleur spécifique à moyenne Température $C_p.10^3 (J.Kg^{-1}.K^{-1})$	4.19	4.19	4.19	4.19	4.19	4.19
Densité à l'entrée du débitmètre T₆ $\rho (Kg.m^{-3})$	978	978	978	978	978	978

Conductivité thermique à moyenne Température $k \cdot 10^{-6} (W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660	0.660
Viscosité à moyenne température $\mu (10^{-6} Kg / m.s)$	400	400	400	400	400	400
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr_i	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re_i	65672	60457	53503	45885	34064	20314
Nombre de Nusselt Nu_i	166	162	160	148	125	94

Calcul :

Température moyenne de l'eau chaude.
$$= \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{71.8 + 68}{2} = 69,9C^\circ$$

Chaleur spécifique de l'eau à $69,9 C^\circ$: $C_p = 4.19 \cdot 10^3 (J \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1})$

Débit d'eau chaude indiqué : $\dot{m}_c = 9,7 (l \cdot \min^{-1})$

D'après la table de correction Débit/ Température, le débit de volume effectif est de 9,9l/min.

A l'entrée du débitmètre ($T_6 = 68^\circ C$), la densité de l'eau $\rho = 978 (Kg \cdot m^{-3})$.

Donc, Débit massique de l'eau chaude :
$$= \frac{9,9}{1000} \cdot 978 \cdot \frac{1}{60} = 0.161 (kg \cdot s^{-1})$$

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_3 - T_6) = 0.161 \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot (71.8 - 68) = 2563.44 (W)$$

$$\dot{Q}_i = 2563.44 (W)$$

D'après la table de nombre de Prandtl, à une température moyenne de $69,9\text{C}^\circ$, le nombre de Prandtl pour l'eau $Pr = 2.55$

D'après la table de la densité de l'eau à une température moyenne de l'eau chaude de $69,9\text{C}^\circ$, $\rho = 978(\text{kg.m}^{-3})$.

Vélocité de l'eau dans le tube central chaud de l'échangeur de chaleur,

$$V_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot S_i} = \frac{0,161}{978,49 \cdot 10^{-6}} = 3(\text{m.s}^{-1})$$

Différence de température moyenne logarithmique entre l'eau chaude et la surface interne du tube chaud

$$DTM_i = \frac{(T_3 - T_1) - (T_6 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_2}\right)} = \frac{(71.8 - 68.7) - (68 - 54.4)}{\ln\left(\frac{71.8 - 68.7}{68 - 54.4}\right)} = 7.14(\text{K}).$$

Coefficient de Transfert de chaleur de surface sur la surface interne du tube central :

$$h_i = \frac{\dot{Q}_i}{A_i \cdot \Delta TLM_i} = \frac{2563}{0,0261 \cdot 7,14}$$

$$h_i = 13753.39(\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}).$$

D'après la table de la conductivité thermique de l'eau, à une température moyenne d'eau chaude de $69,9(\text{C}^\circ)$ la conductivité thermique est de : $0.660(\text{W.m}^{-1}.\text{k}^{-1})$.

$$\text{Nombre de Nusselt : } Nu = \frac{h_i d_i}{k} = \frac{13753 \cdot 0.0079}{0.660} = 164.6$$

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{V_i d_i \rho_i}{\mu}$$

D'après la table, μ à $69,9\text{C}^\circ$ est de, $400(10^{-6} \text{Kg} / \text{m.s})$

$$Re = \frac{3 \cdot 0.0079 \cdot 978}{400 \cdot 10^{-6}} = 57946.5$$

Des calculs similaires donnent les résultats exposés sur le tableau.

Le tracé logarithmique du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds, comme illustré sur la figure (3.9), donne le résultat suivant : $Nu \propto Re^{0.79}$

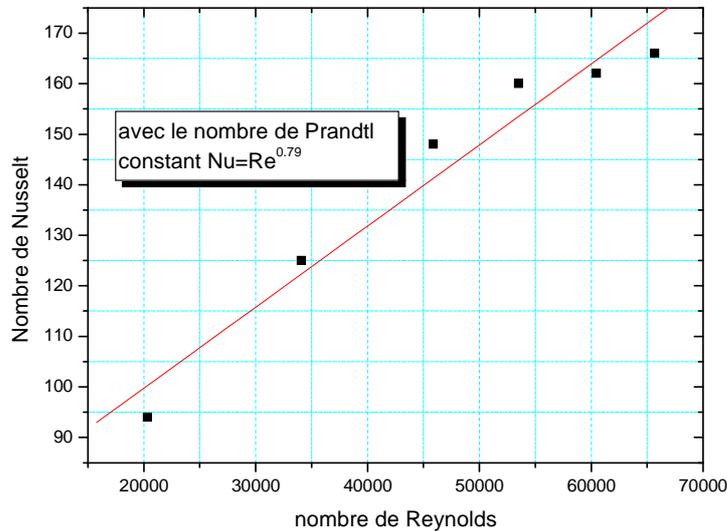


Figure (3.9): Tracé de Nusselt par rapport à Reynolds si Prandtl est constant.

Discussion :

De la figure (3.9) on observe que le tracé de Nusselt par rapport à Reynolds si Prandtl est constant présente une ligne droite suivant l'équation : $Nu = Re^{0.79}$.

Procédure (B)- Nombre de Reynolds constant :

Avant de commencer l'expérience, il est nécessaire de décider la valeur constante de Re que l'on va utiliser (habituellement entre 10000 et 40000) et de déterminer le débit massique approximatif pour une température moyenne donnée et le nombre de Prandtl. Par exemple, si l'on choisit $Re=40000$,

$$Re = \frac{V_i d_i \rho_i}{\mu} 40000 = U_i \cdot 0.0079 \frac{\rho_i}{\mu} 5,063 \cdot 10^6 = V_i \cdot \frac{\rho_i}{\mu}$$

$$\text{Pour une température moyenne} = \frac{T_3 + T_6}{2} \text{ de } 40\text{C}^\circ :$$

$$\text{D'après la table, } \mu \text{ à } 40\text{C}^\circ \text{ est de, } 651(10^{-6} \text{ Kg} / \text{m.s})$$

D'après la table, ρ à $40C^\circ$ est de, $992(kg.m^{-3})$.

$$\text{Donc : } V_i = \frac{5.063.10^{-6}.651.10^{-6}}{992} = 3.32(m.s^{-1}).$$

Le débit de volume effectif : $\dot{m} = V_i.A_i$.

$$\dot{m} = 3.32.49.10^{-6} = 1.62.10^{-4}(m^3.s^{-1}) = 9.8(l.min^{-1}).$$

Dans un but absolu, l'écoulement apparent ou indiqué à la température moyenne désirée devrait être déterminé d'après la table ; Cependant, dans le but de maintenir un Nombre de Reynolds constant, les débits de volume effectif et indiqués peuvent être considérés comme étant identiques.

Des calculs similaires produisent les réglages de débit suivants :

$\frac{T_5 + T_8}{2} (C^\circ)$	$\mu(10^{-3} Kg / m.s)$	$\rho_i(kg / m^3)$	$V_i(m / s)$	$\dot{m}_c(l / min)$
40	651	992	3.32	9.8
50	544	988	2.66	7.8
60	463	985	2.38	7.0
70	400	977	2.07	6.1

(i) ouvrir entièrement la vanne de débit élevé, allumer le secteur et faire monter la température de l'eau chaude à plus haute température requise (par ex : $70 C^\circ$).

(ii) régler le débit de l'eau froide à environ $15(g.s^{-1})$.

(iii) régler le débit de l'eau chaude de façon à obtenir le Nombre de Reynolds désiré à la température choisie (soit $6.1 L$ à $70 C^\circ$), et régler la puissance d'entrée du réchauffeur jusqu'à ce que la température moyenne de l'eau chaude $\frac{T_3 + T_6}{2}$ atteigne la valeur choisie.

(iv) lorsque les conditions se sont stabilisées, faire les observations.

(v) régler le débit et le réchauffeur de façon à obtenir la température moyenne suivante, et quand les conditions se sont stabilisées, refaire les observations.

(Remarque : il est peut être nécessaire de régler le débit de l'eau froide pour obtenir des valeurs raisonnables de T_3 et T_6 .

(vi) répéter (v) jusqu'à ce que toutes les tests aient été effectués.

Cette expérience peut être répéter avec un autre nombre de Reynolds constant.

Les données expérimentales :

Re = cte La date : 12/4/2010

$T_c = T_f = 20C^\circ$, $P = 982mb$, $\dot{m}_f = 0.015, 0.025, 0.035, 0.042$, $\dot{m}_c = 6, 6.9, 7.8, 9.75$

Ecoulement contre sens :

Test	1	2	3	4	5	6
paroi métallique à l'entrée T1 (°C)	69.1	58.0	47.3	37.3	-	-
paroi métallique à la sortie T2 (°C)	52.1	43.4	35.8	28.5	-	-
Courant chaud à l'entrée T3 (°C)	73	63.3	52.8	42.2	-	-
Courant chaud ,1 ^{er} intermediaire T4 (°C)	71.8	61.9	51.5	41.2	-	-
Courant chaud ,2 ^{ème} intermediaire T5 (°C)	70.0	60.0	49.9	40.1	-	-
Courant chaud, à la sortie T6 (°C)	67.2	57.5	47.8	38.5	-	-
Courant froid, entrée /sortie T7 (°C)	59.7	47.5	38.2	29.4	-	-
Intermédiaire Courant froid T8 (°C)	50.1	39.9	32.8	25.4	-	-
Intermédiaire Courant froid T9 (°C)	36.2	30.3	26.3	20.5	-	-
Courant froid, entrée /sortie T10 (°C)	18	18.8	19.2	15.3	-	-
Débit indiqué de l'eau chaude $\dot{m}_c (m/s)$	6	6.9	7.8	9.75	-	-
Débit effectif de l'eau chaude	0.100	0.113	0.130	0.161	-	-

$\dot{m}_c (m/s)$						
Débit de l'eau froide $\dot{m}_f (m/s)$	0.015	0.025	0.035	0.042	-	-
Température moyenne de l'eau chaude ($T_3 + T_6$) / 2 (°C)	70.1	60.4	50.3	40.35	-	-
Chaleur spécifique à moyenne Température $C_p \cdot 10^3 (J.kg^{-1}.k^{-1})$	4.19	4.19	4.18	4.18	-	-
Densité à l'entrée du débitmètre T6 ρ ($kg.m^{-3}$).	977	982	988	992	-	-
Conductivité thermique à moyenne Température $\mu (10^{-6} Kg / m.s)$	0.661	0.652	0.641	0.63	-	-
Nombre de Prandtl à moyenne Température Pr_i	2.6	2.95	3.5	4.2	-	-
Nombre de Reynolds à moyenne Température Re_i	40000	40000	40000	40000	-	-
Nombre de Nusselt Nu_i	134	139	151	170	-	-

Calculs :

$$Re = 40000$$

$$\text{Température moyenne de l'eau chaude.} \quad = \frac{T_3 + T_6}{2} = \frac{73 + 67.2}{2} = 70.1(C^\circ).$$

D'après la table, le Nombre de Prandtl à $70.1C^\circ = 2.5$

Chaleur spécifique de l'eau à $70.1C^\circ$ $C_p = 4.19 \cdot 10^3 (J.kg^{-1}.k^{-1})$.

Densité de l'eau à $70.1C^\circ$ d'après la table est de : $\rho = 977(kg.m^{-3})$.

Débit indiqué à $70.1^{\circ}\text{C} = 6(\text{l. min}^{-1})$. D'après la table le débit effectif $\dot{m} = 6.2(\text{l. min}^{-1})$.

Débit massique de l'eau chaude :

$$\dot{m}_c = \frac{6.2}{1000} 977 \cdot \frac{1}{60} = 0.100(\text{Kg.s}^{-1})$$

Transfert de chaleur depuis l'eau chaude :

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i \cdot C_p \cdot (T_3 - T_6) \quad \dot{Q}_i = 0.100_i \cdot 4.19 \cdot 10^3 \cdot (73 - 67.2) \quad \dot{Q}_i = 2430.2(\text{W}).$$

Différence de Température moyenne logarithmique entre l'eau chaude et la surface interne du tube chaud

$$DTM_i = \frac{(T_3 - T_1) - (T_6 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_1}{T_6 - T_2}\right)} = \frac{(73 - 669.1) - (67.2 - 52.1)}{\ln\left(\frac{73 - 69.1}{67.2 - 52.1}\right)} = 8.29(\text{K}).$$

Coefficient de transfert de chaleur de surface : $h_i = \frac{\dot{Q}_i}{A_i \cdot \Delta TLM_i}$ $h_i = \frac{2430}{0,0261 \cdot 8.29 \cdot 10^3}$

$$h_i = 11230(\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1}).$$

A $T=70.1^{\circ}\text{C}$, d'après la table : $K = 0.661(\text{W.m}^{-1}\text{.K}^{-1})$.

$$\text{Nombre de Nusselt : } Nu = \frac{h_i d_i}{k} \quad Nu = \frac{11230 \cdot 0.0079}{0.661} = 134$$

Le tracé du nombre de Nusselt par rapport au nombre Pr, donne les résultats suivants : $Nu \propto Pr^{0.47}$

À partir de la méthode A, nous avons : $Nu \propto Re^{0.79}$ avec Pr constant.

À partir de la méthode B, nous avons : $Nu \propto Pr^{0.47}$ avec Re constant.

Quand ils varient tous les deux : $Nu \propto Re^{0.79} Pr^{0.47}$ Ou $Nu = K Re^{0.79} Pr^{0.47}$

En traçant Nu en fonction de $Re^{0.79} Pr^{0.47}$, on peut trouver la valeur de K.

En prenant les données obtenues des deux méthodes A et B, on peut produire la table suivante :

Pr_i	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.55	2.6	2.95	3.5	4.2
Re_i	65672	60457	53503	45885	34064	20314	40000	40000	40000	40000
$Re^{0.79} Pr^{0.47}$	9926	9298	8442	7472	5909	3928	6771	7185	7786	8483
Nu_i	166	162	160	148	125	94	134	139	151	170

A partir de ceci, on peut tracer la figure (3.9) et en déduire l'équation suivante :

$$Nu = 0.036 Re^{0.79} Pr^{0.47}$$

Les résultats :

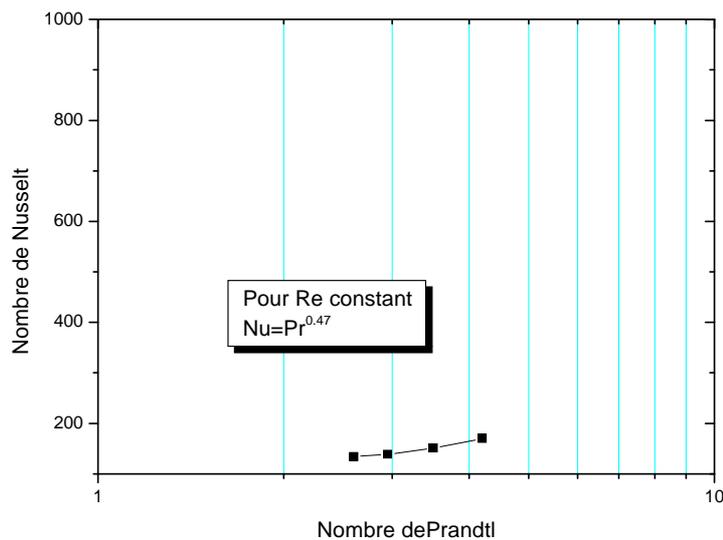


Figure (3.10): Nombre de Nusselt par rapport au nombre de Prandtl, le nombre Reynolds étant constant.

Discussion :

De la figure (3.10) on observe que le tracé de Nusselt par rapport à Prandtl si Reynolds est constant présente une ligne droite suivant l'équation : $Nu=Pr^{0.47}$.

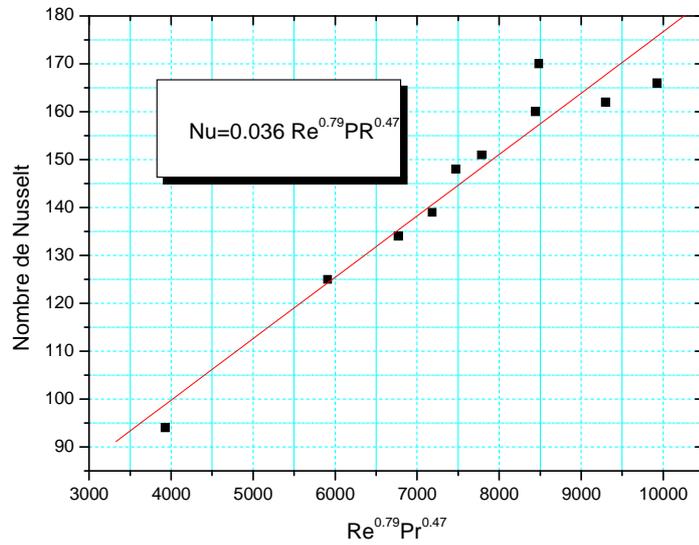


Figure (3.11): Nombre de Nusselt par rapport à $Re^{0.79} Pr^{0.47}$

Discussion : de la figure (3.11) on observe que le tracé de Nusselt par rapport à par rapport à $Re^{0.79} Pr^{0.47}$ présente une ligne droite suivant l'équation : $Nu=0.036 Re^{0.79} Pr^{0.47}$.

Chapitre 4 : Procédure de résolution numérique par fluent.

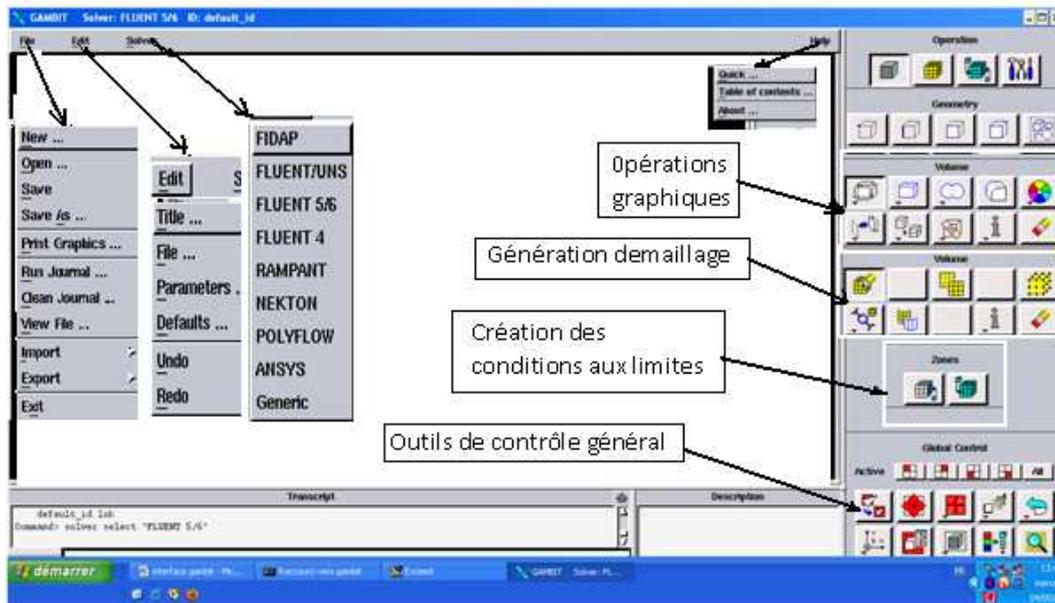
Ce chapitre expose la description du problème et la simulation par le code de calcul FLUENT, essentiellement la procédure qu'il propose pour résoudre les problèmes tels que le notre.

La construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le processeur GAMBIT.

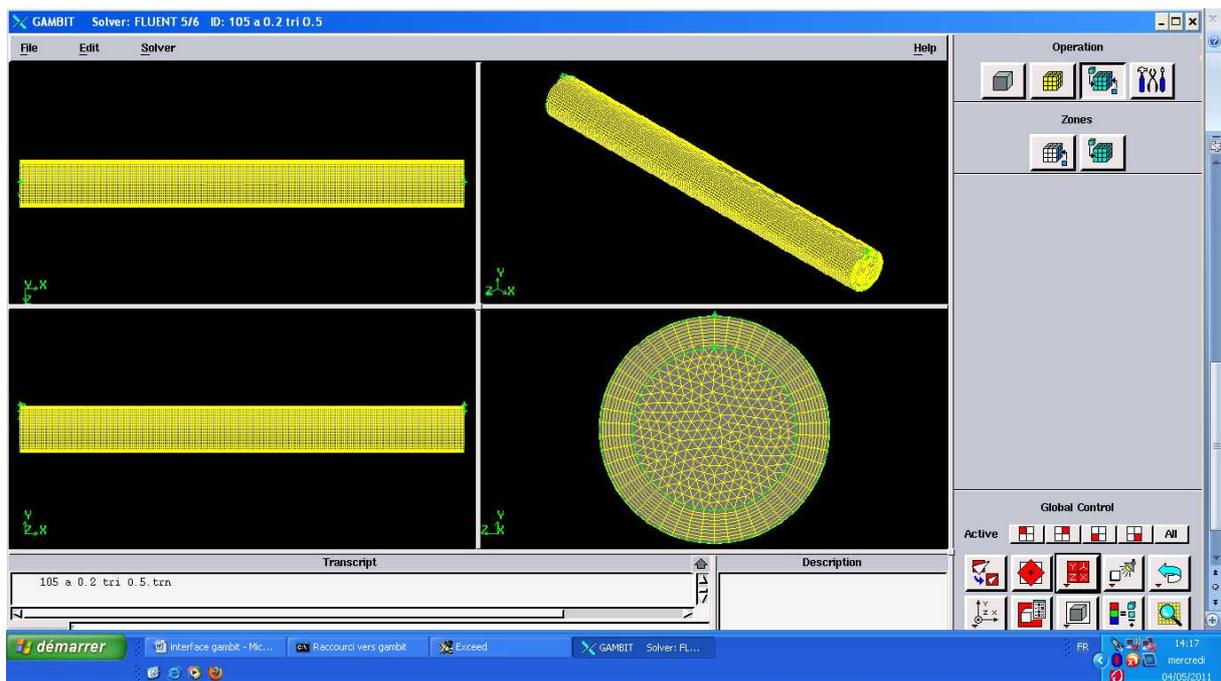
4.1 - Le processeur GAMBIT : C'est un logiciel conçu pour aider les analystes et les concepteurs à construire et à mailler des modèles pour les problèmes d'écoulement des fluides et d'autres applications scientifiques.

GAMBIT reçoit les données de l'utilisateur au moyen de l'interface graphique (GUI). Cette dernière réalise les étapes de base de construction et du maillage. De plus, il est assez souple pour adapter plusieurs applications de modelage. **GAMBIT**, le générateur de maillage convivial et ergonomique comprend un ensemble très complet d'outils de génération de maillages surfaciques et volumiques qui permettent de réaliser rapidement des maillages de qualité et garantissent une précision des résultats optimale, notamment, la génération automatique du maillage volumique en tétraédre. Il a, aussi, l'avantage d'importer des fichiers CAO grâce à l'interface (au format CAD,..) Qui transforme la géométrie directement en une série de maillages surfaciques ou volumiques.

GAMBIT possède une interface facile à manipuler et qui est constituée de plusieurs fenêtres d'outils d'opération destinées à construire le modèle, générer le maillage et incorporer les conditions aux limites, figures (4.1- a , b)[27].



(a)



(b)

Figure (4.1) : Interface de GAMBIT.

4.1.1- La géométrie utilisée : La géométrie considérée est similaire à celle utilisée dans la partie expérimentale, Bond d'essai Echangeur thermique Eau/Eau En Ecoulement Turbulent H 951, figure (4.2).

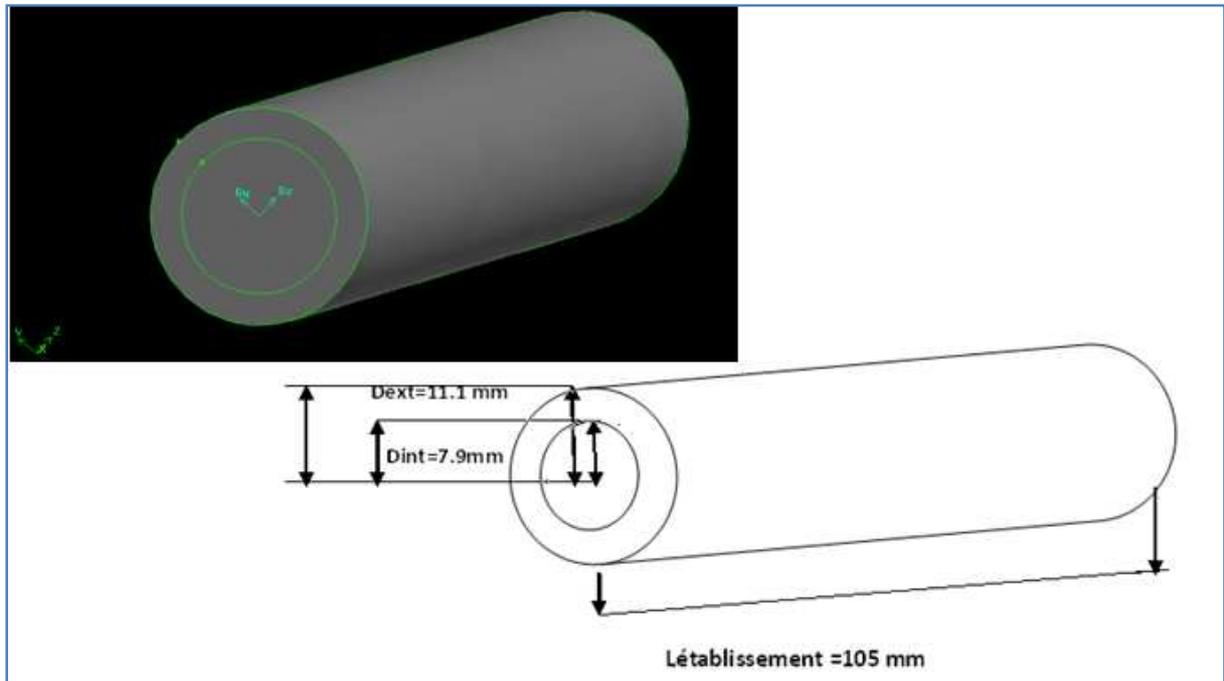


Figure (4.2) : géométrie de l'échangeur coaxial.

4.1.2 - Le maillage utilisé : La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie et du code de calcul FLUENT qui adopte le système cartésien. Le maillage tétraédrique structuré a été adopté pour le tube central et le maillage hexaédrique structuré a été adopté pour l'espace annulaire. Pour une meilleure précision de résultat, un test de dépendance de maillage doit être effectué pour différents nombres de cellules.

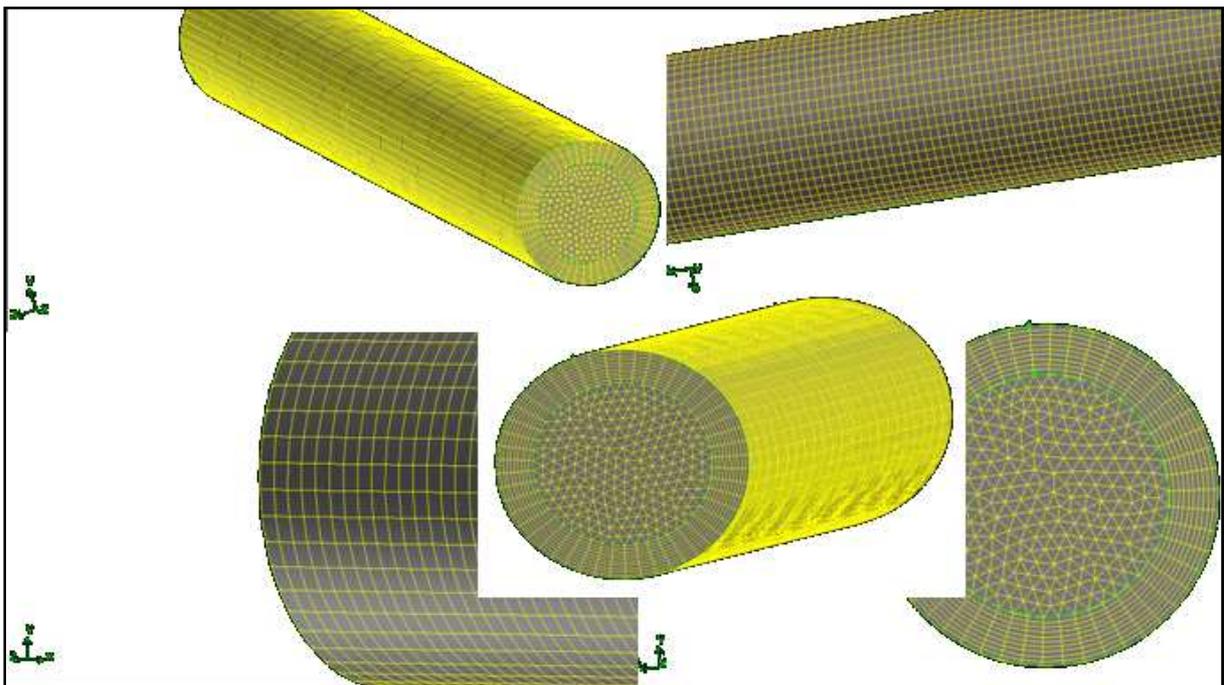


Figure (4.3) : échangeur coaxial maillage de différents profils.

La Surface maillée :

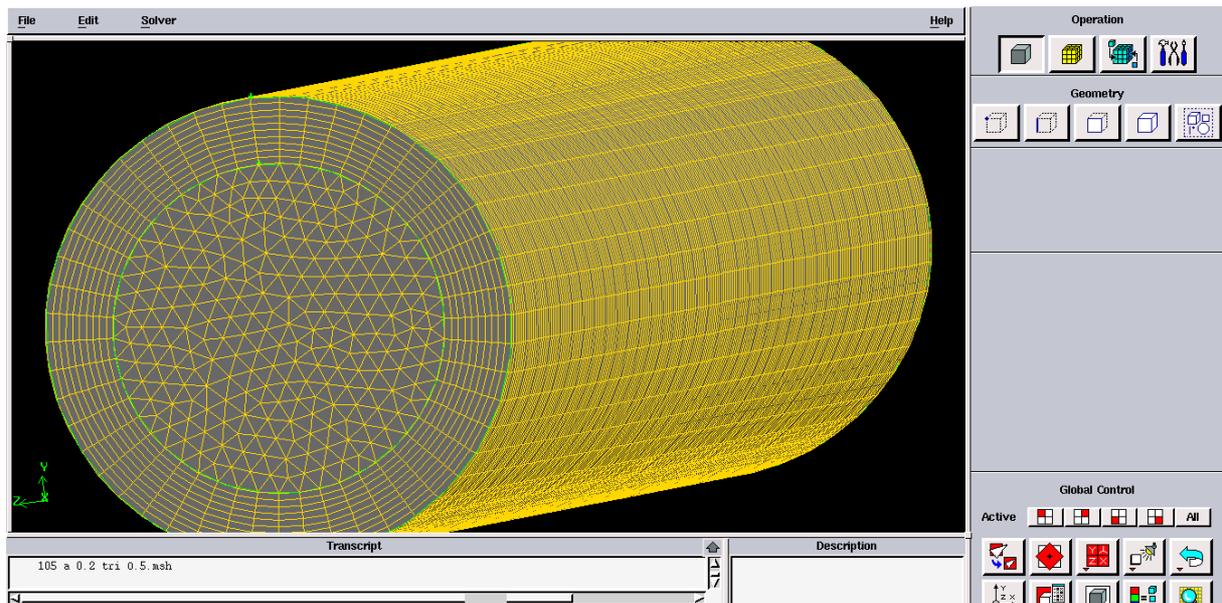


Figure (4.4) : Géométrie complètement maillée.

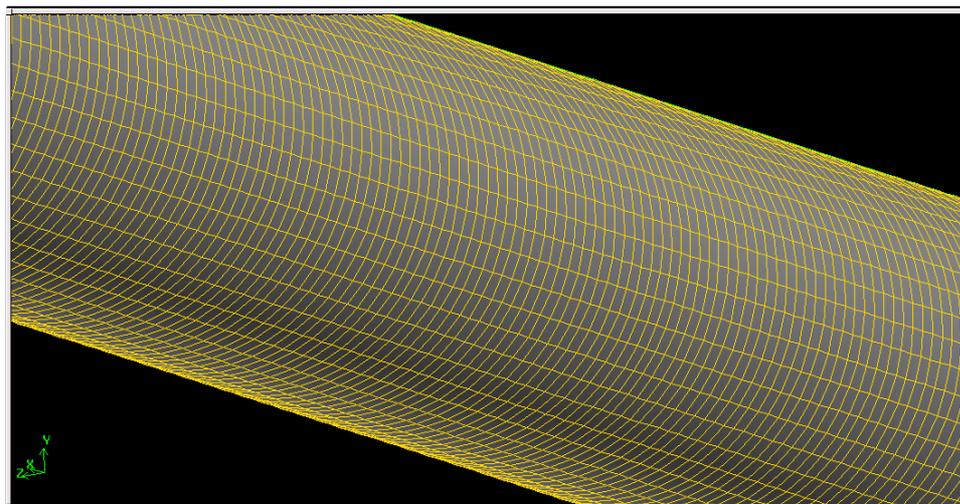


Figure (4.5) : Surface latérale maillée.

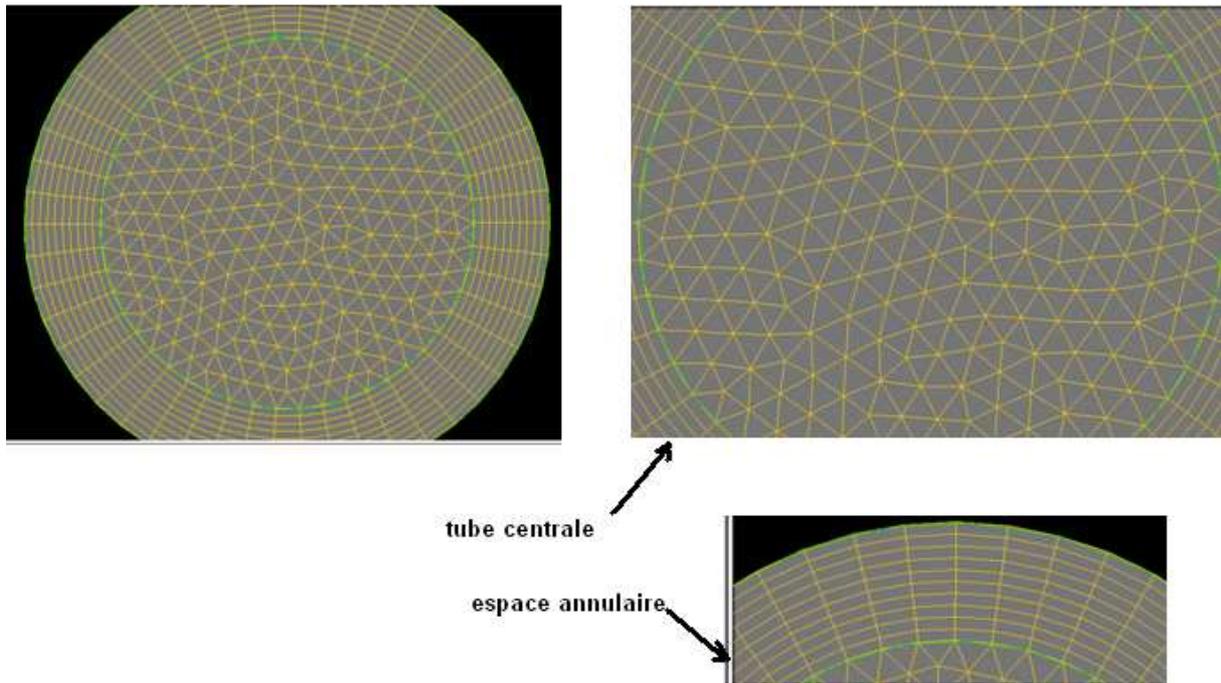


Figure (4.6): détail du maillage triangulaire et hexagonale.

Maillage raffiné près de la paroi :

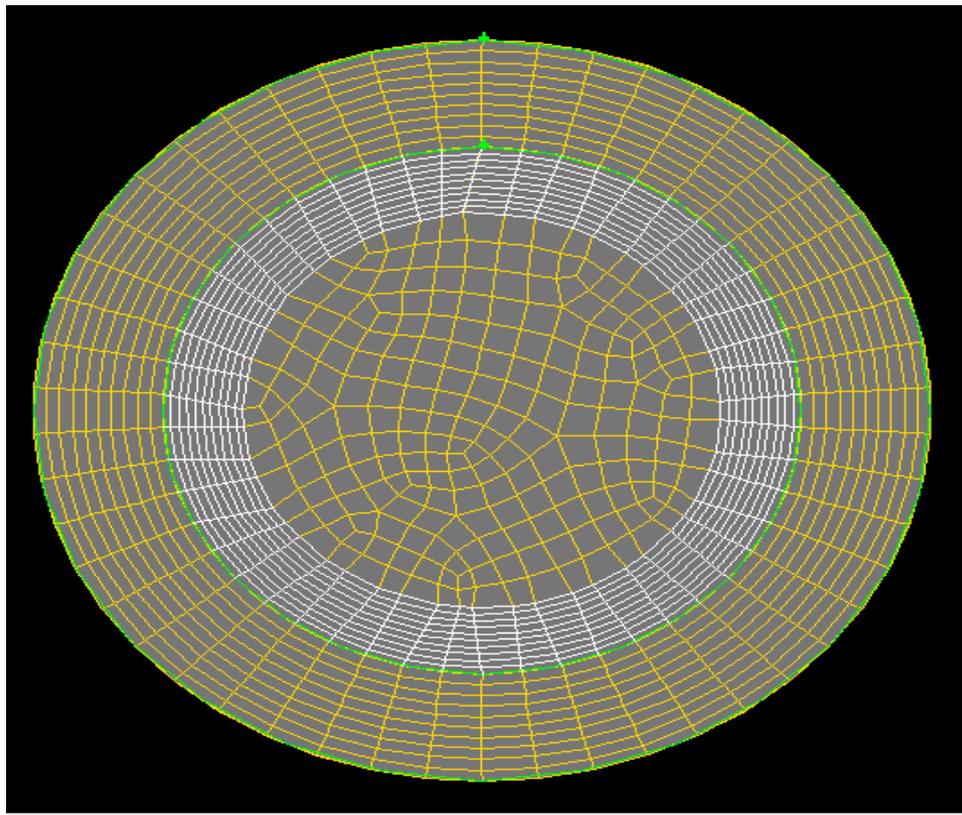


Figure (4.7) : Raffinage avec 10 rangers.

4.1.3 -Les conditions aux limites :

La spécification des conditions aux limites est effectuée selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme fluide.

Région	Géométrie (échangeur cylindrique)
entrée	Vélocité in let
sortie	Out flow
paroi	Wall

Tableau (4.1) : les conditions aux limites dans GAMBIT.

4.2 - Le code Fluent : FLUENT est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machines tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes. Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

Le code de calcul FLUENT comprend :

Le solveur : le menu est tel que les opérations se font de gauche vers la droite, figure (4.8)

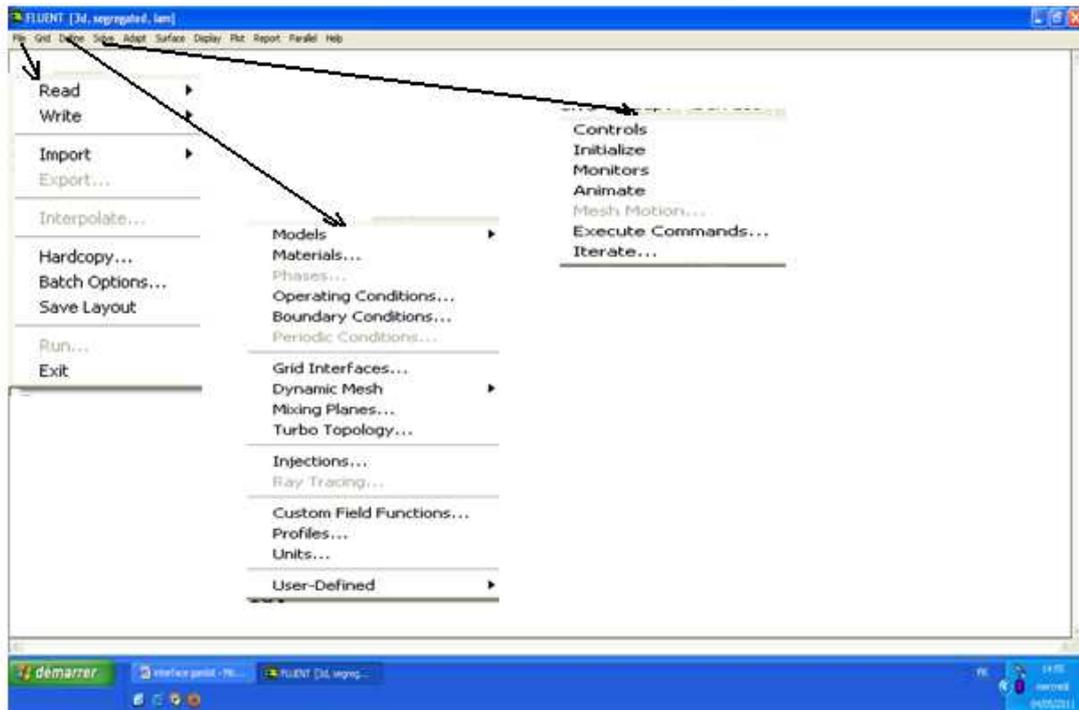


Figure (4.8) : fenêtre de la résolution.

- Importer et dimensionner le maillage
- Sélectionner le modèle physique.
- Définir les propriétés des matériaux
- Définir les conditions de calcul.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.
- Régler le moniteur de convergence.
- Lancer le calcul et surveiller la solution.

La procédure de calcul est résumée selon l'organigramme suivant :

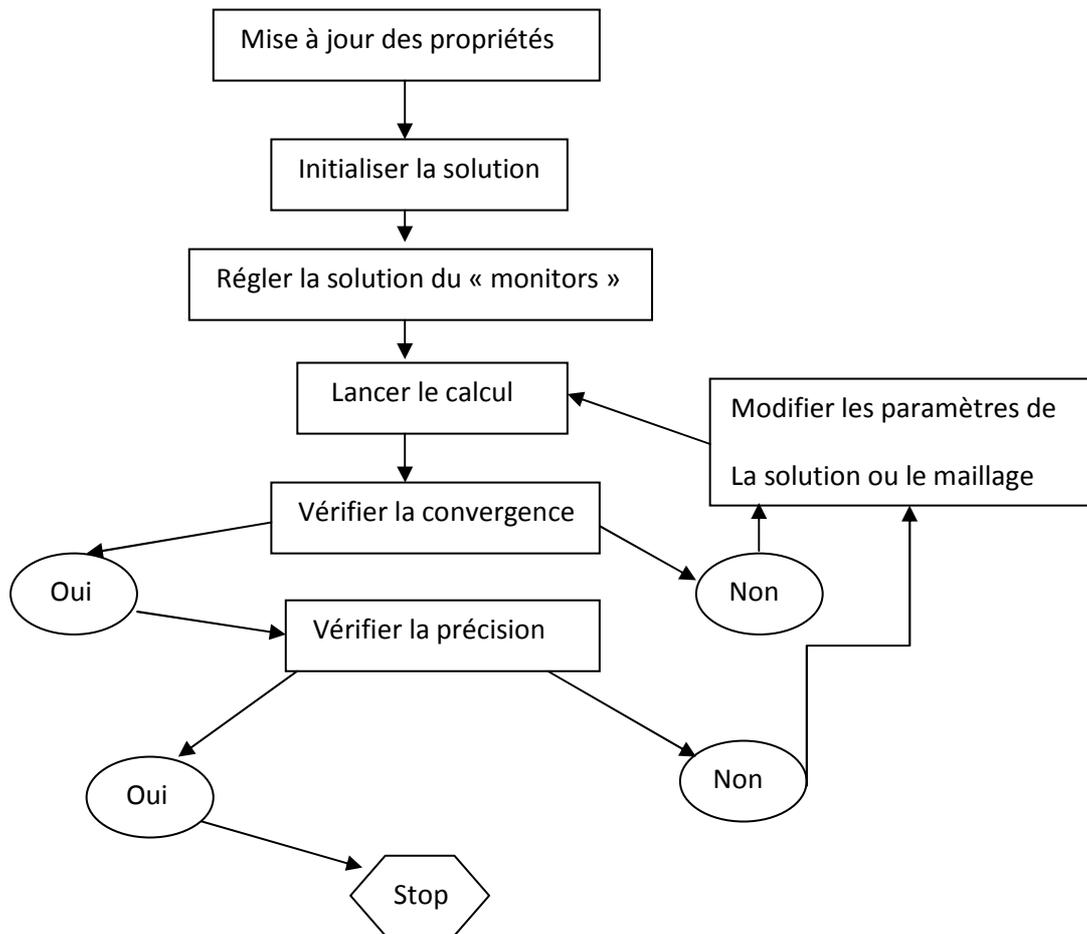


Figure (4.9) : Organigramme de calcul numérique.

4.2.1 - Le post-processing : Il a pour rôle d'être interaction avec le solveur et d'effectuer l'analyse du problème convergé.

- ❖ Il y a de nombreux outils de post-processing.
- ❖ Les fonctions de post-processing s'appliquent souvent aux surfaces et aux lignes.
 - ✓ Les surfaces sont créées automatiquement à partir de zones.
 - ✓ Des surfaces et des lignes additionnelles peuvent être créés.

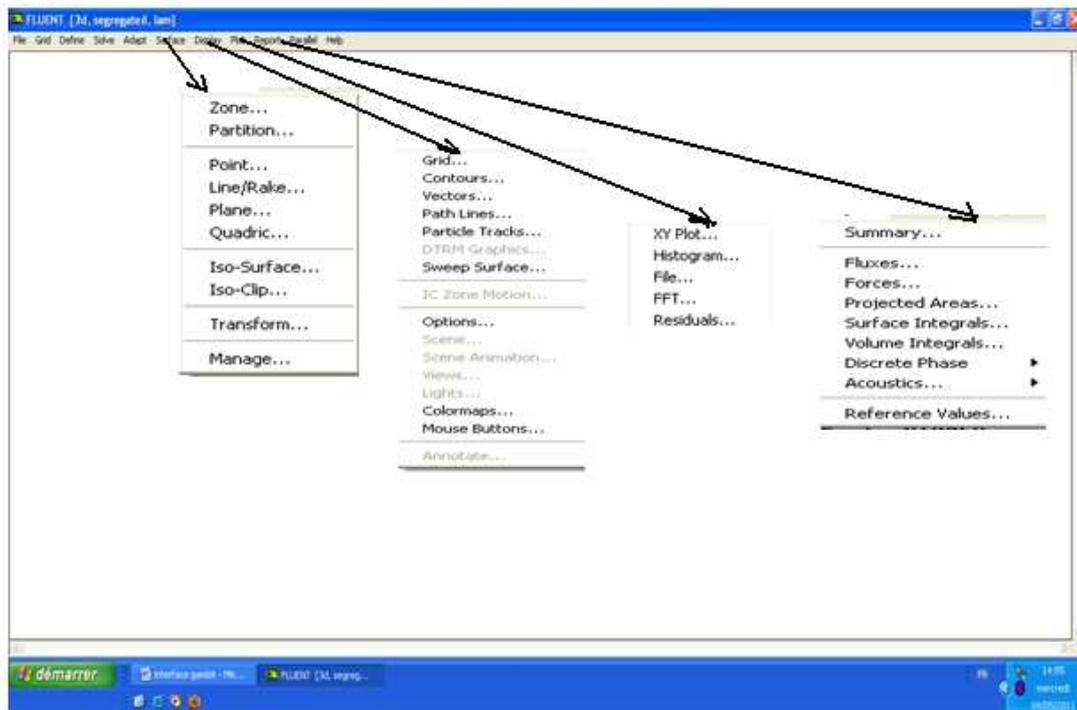


Figure (4.10): fenêtres de post-processing.

4.2.2 - Les conditions aux limites : La résolution d'un problème d'écoulement demande la présence de deux types de conditions (conditions aux limites, conditions initiales). Les conditions aux limites doivent être prescrites sur toutes les frontières entourant le domaine. Les conditions initiales doivent être prescrites dans tout le domaine pour toutes les variables dépendantes régies par une équation de transport in stationnaire.

Il existe plusieurs types de conditions tels que :

Entrée, sortie, plan de symétrie, paroi solide imperméable, forme de profil, la périodicité.

- ❖ Afin de définir un problème pour une solution unique, on doit fournir des informations sur les variables aux frontières du domaine.
 - ✓ spécifier la vitesse, énergie, etc. au niveau des limites du domaine.
- ❖ Définir les conditions aux limites implique :
 - ✓ Identifier la position des frontières (ex., entrée, paroi, symétrie)
 - ✓ Donner les informations sur ces frontières
- ❖ Les données dépendent du type des phénomènes physiques à étudier.

L'entrée : Toutes les conditions d'entrée de la géométrie étudiée sont basées sur des données expérimentales. Ces conditions sont résumées dans le tableau suivant :

géométrie	cylindrique
Régime d'écoulement	turbulent
Vitesse du fluide froid (m /s)	0.4
Vitesse du fluide chaud (m /s)	0.3
Diamètre Hydraulique froid (mm)	3.2
Diamètre Hydraulique chaud (mm)	7.9
Fluide froid	Eau
Fluide chaud	Eau

Tableau (4.2) : les conditions aux limites dans Fluent.

Écoulement turbulent : à l'entrée du domaine, Fluent exige les valeurs des contraintes de Reynolds, $\rho \overline{u_i' u_j'}$ et de taux de dissipation \mathcal{E} . ces quantités peuvent être entrées directement.

$$\overline{u_i' u_j'} = \frac{2}{3} k \quad \text{Pour } i = j$$

$$\overline{u_i' u_j'} = 0 \quad \text{Pour } i \neq j$$

$$U_{\text{chaude}} = 0.3 \text{ m/s}, U_{\text{froide}} = 0.4 \text{ m/s}$$

$$V = W = 0, T_{\text{chaude}} = 320.2 \text{ K}, T_{\text{froide}} = 288 \text{ K}.$$

La sortie :

Dans notre géométrie on a le rapport du débit entrant au débit sortant égal à 1.

Écoulement turbulent :

Modèle $k - \mathcal{E}$

$$\frac{\partial U}{\partial y} = 0 ; \frac{\partial V}{\partial y} = 0, \frac{\partial W}{\partial y} = 0, \frac{\partial k}{\partial y} = 0, \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial y} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

Traitement près de la paroi : C'est une condition de non glissement, avec transfert de chaleur. Les deux fluides chaud et froid sont soumis à deux températures différentes et constantes. Fluides chaud : $T = 320.2 \text{ k}$, Fluides froid : $T = 288 \text{ k}$.

Champ moyen : Dans la couche logarithmique du profil de vitesse, la loi de paroi pour la vitesse moyenne est :

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu}$$

Où la relation logarithmique est : $U^* = \frac{1}{k} \ln(Ey^*)$

k : Constante de Von Karman (=0.42)

E : Constante empirique qui dépend de la rugosité de la paroi (=9.8).

U_p : vitesse moyenne du fluide au point P.

k_p : Énergie cinétique turbulente au point p.

y_p : Distance entre le point p et la paroi.

μ : viscosité dynamique du fluide.

La loi logarithmique est valide pour $y^* > 30$ à 60. Pour Fluent elle est employée pour $y^* > 11.225$. Dans le cas contraire, c'-à-d à l'intérieur de la sous-couche laminaire, une relation linéaire est utilisée : $U^* = y^*$

A noter que Fluent se base beaucoup sur la valeur y^* que sur y^+ ($= \rho U_\tau Y / \mu$). elle sont approximativement les mêmes pour une couche limite turbulente en régime développé.

Champ turbulent :

Pour le modèle $k - \varepsilon$, si l'option pour obtenir les conditions aux limites des parois par l'intermédiaire de l'équation de l'énergie cinétique turbulente est activée, l'équation de k est résolue dans tout le domaine, y compris les cellules adjacentes aux parois. La condition aux

parois imposée sur la paroi sera : $\frac{\partial k}{\partial n} = 0$ Où n est la coordonnée locale normale à la paroi. La

production de l'énergie cinétique turbulente G_k et son taux de dissipation ε dans les cellules adjacentes aux parois, qui sont des termes sources dans l'équation de k , sont calculée sur la base de l'hypothèse de l'équilibre local. D'après cette hypothèse, on assume que la production de k est son taux de dissipation sont égales dans les volumes de contrôles adjacents aux

parois. Ainsi, la production de k est calculée de : $G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \frac{\tau_w}{k \rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}$, et ε est

calculée de : $\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{k y_p}$

Les contraintes de Reynolds : près de la paroi, Fluent calcule les valeurs des contraintes de Reynolds et du taux de dissipation par la fonction de paroi. FLUENT applique les conditions de frontière pour les contraintes de Reynolds en utilisant la loi logarithmique. En utilisant un système de coordonnées local, où τ est la coordonnée tangentielle, η est la coordonnée normale, et λ est la coordonnée bi normale, les contraintes de Reynolds des cellules près de

la paroi sont données par les relations suivantes : $\frac{\overline{u_{\tau\tau}^{\prime 2}}}{k} = 1.098$, $\frac{\overline{u_{\eta}^{\prime 2}}}{k} = 0.247$,

$\frac{\overline{u_{\lambda}^{\prime 2}}}{k} = 0.655$ - $\frac{\overline{u_{\tau}^{\prime} u_{\eta}^{\prime}}}{k} = 0.255$,

Pour obtenir k près de la paroi, FLUENT résout l'équation de transport en utilisant les relations précédentes. Loin des parois k est obtenue directement des contraintes de Reynolds normales.

Champ thermique :

Comme pour le cas de vitesse moyenne, la loi de paroi pour la température employée dans FLUENT comprend les deux différentes lois suivantes :

- Une loi linéaire pour la sous-couche thermique de conduction où la conduction est importante.
- Une loi logarithmique pour la région turbulente où les effets de turbulence dominent la conduction.

La loi de paroi implémentée dans FLUENT a la forme composée suivante :

$$T^* = \frac{(T_w - T_p) \rho C_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''}$$

$$= \begin{cases} \left\{ \text{Pr}_t y^* + \frac{1}{2} \rho \text{Pr}_t \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''} U_p^2 \right. & (y^* < y_T^*) \\ \left. \text{Pr}_t \left[\frac{1}{k} \ln(EY^*) + P \right] + \right. \\ \left. \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q''} \left\{ \text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2 \right\} \right. & (y^* > y_T^*) \end{cases}$$

Où P est calculé en utilisant la formule suivante :

$$P = \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A}{k} \right)^{1/2} \left(\frac{\text{Pr}_t}{\text{Pr}} \right)^{1/4}$$

k_f : Conductivité thermique du fluide.

ρ : Masse volumique du fluide.

C_p : Chaleur spécifique du fluide.

q'' : Flux de chaleur pariétal.

T_p : Température de la cellule adjacente à la paroi.

T_w : Température de la paroi.

P_r : Nombre de Prandtl moléculaire ($\mu c_p / k_f$).

P_{rt} : Nombre de Prandtl turbulent (0.85 près de la paroi).

A : Constante de Van Driest (=26).

k : Constante de Van Karman (=0.42).

E : Constante de la fonction de paroi (=9.8).

U_c : Grandeur de la vitesse moyenne critique à $y^* = y_T^*$.

Schémas de discrétisation : Les schémas de discrétisation établis dans notre travail, dans le cas du choix du modèle $k - \varepsilon$ sont résumés dans le tableau suivant :

Pression	Second order Upwind
Quantité de mouvement	Second order Upwind
Couplage vitesse- pression	SIMPLE
Energie cinétique turbulente	Second orderUpwind

Tableau (4.3) : Schémas de discrétisation par Fluent.

Remarque : Dans le présent travail, nous avons rencontré certaines difficultés de convergence dues particulièrement à des instabilités numériques qui peuvent apparaître avec un problème mal posé, un mauvais maillage et/ou un mauvais réglage du solveur. Généralement ces anomalies sont détectées par des résidus qui augmentent ou restent « bloqués » ou divergent. Les solutions possibles pour un tel problème est de :

- ✓ Vérifier que le problème soit bien posé.
- ✓ Calculer une première solution avec un schéma à l'ordre 1 avant de passer à des ordres supérieurs.
- ✓ Faire varier les facteurs de sous-relaxation pour les équations ayant des problèmes de convergence.
- ✓ Remailler ou raffiner le maillage.

4.2.3 - Méthodes numériques : La méthode numérique des volumes finis est employée pour discrétiser le domaine physique et les différentes équations aux dérivées partielles tridimensionnelles des modèles mathématiques appliqués à l'écoulement considéré. Elle est basée sur l'intégration de ces équations sur des volumes finis obtenus par découpage du champ de l'écoulement suivant un maillage imposé par le logiciel Fluent, voir la figure (4.11). Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Fluent sont [17] :

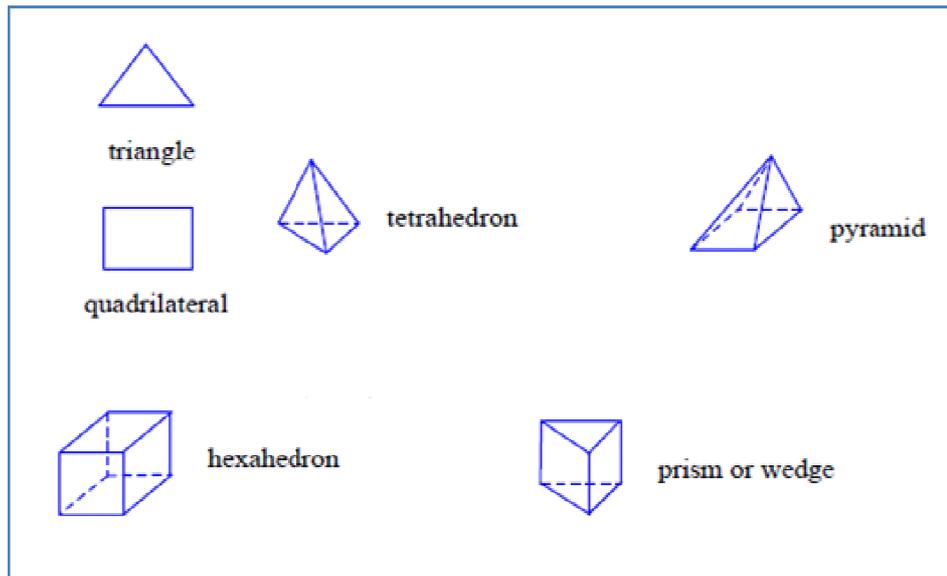
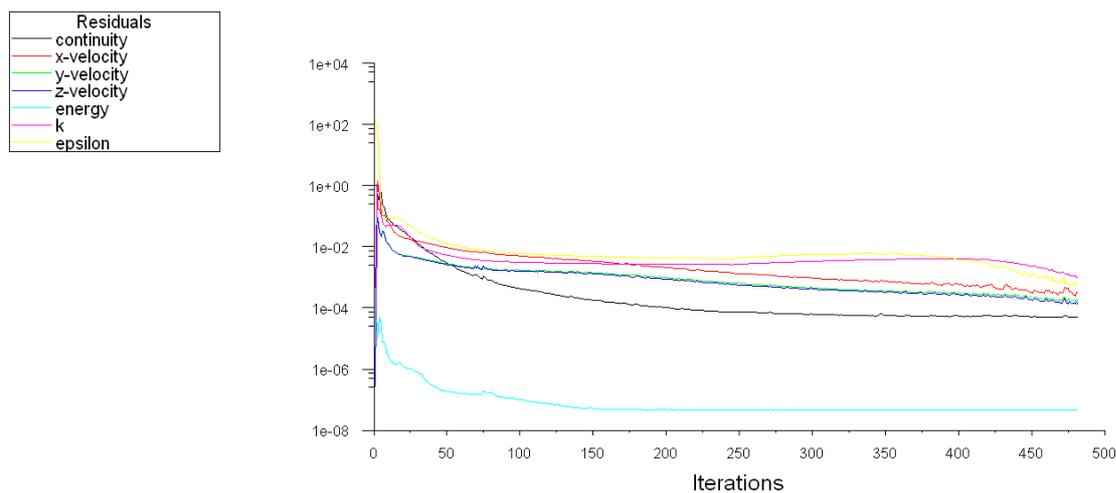


Figure (4.11) : Exemples de mailles utilisées en volume finis par Fluent.

Pour le choix du type de contrôle : on a choisi l’hexaèdre et le tétraèdre, Vu, la capacité de stockage du PC, on ne peut pas raffiner le maillage convenablement. A l’aide de Fluent on peut contrôler et visualiser par image en plans, sections et perspectives le maillage. Ceci, nous laisse améliorer la qualité de maillage de notre géométrie.

4.2.4 - Résultat et discussion : Fluent résolve le système des équations de transport :



Scaled Residuals Nov 22, 2011
FLUENT 6.1 (3d, segregated, ske)

Figure (4.12): La convergence des résidus.

Effet du maillage :

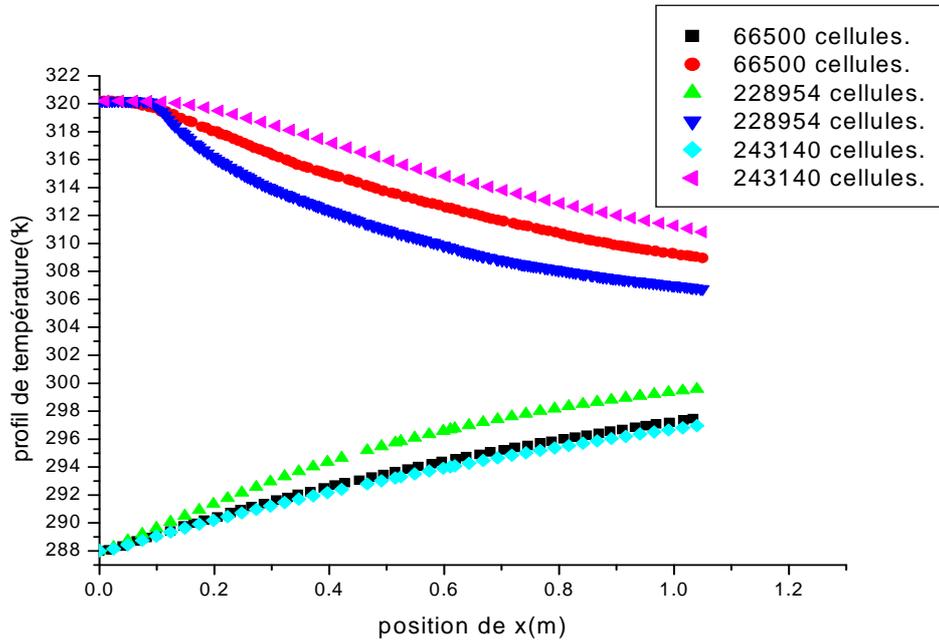


Figure (4.13): Test d'indépendance du maillage.

La figure (4.13) montre les profils de température longitudinale de l'eau chaude et froide en fonction de la position axiale. La différence entre les résultats n'est pas vraiment importante. Dans le présent travail et pour cette géométrie l'étude a été faite avec un maillage composé de 243140 cellules.

Validation :

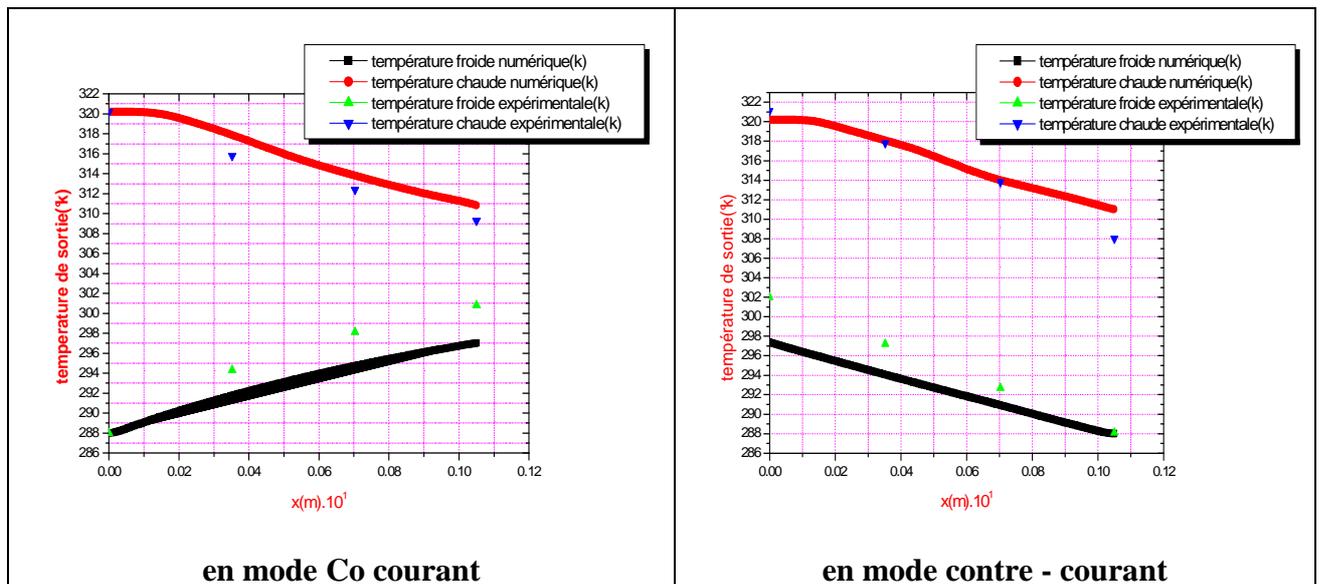


Figure (4.14): validation numérique des résultats expérimentaux.

La validation de la procédure de simulation par le logiciel FLUENT a été établie en considérant deux cylindres coaxiaux, la figure (4.14) montre la variation de la température longitudinale de l'eau chaude et froide pour les deux modes d'écoulements Co courant et contre - courant. Les résultats obtenus sont comparés à ceux, expérimentaux, réalisés dans le laboratoire de chimie industrielle de l'université 3 de Constantine. Un accord satisfaisant existe entre les résultats et correspondent aux résultats rapportés par la littérature.

Calcul des barres d'erreurs :

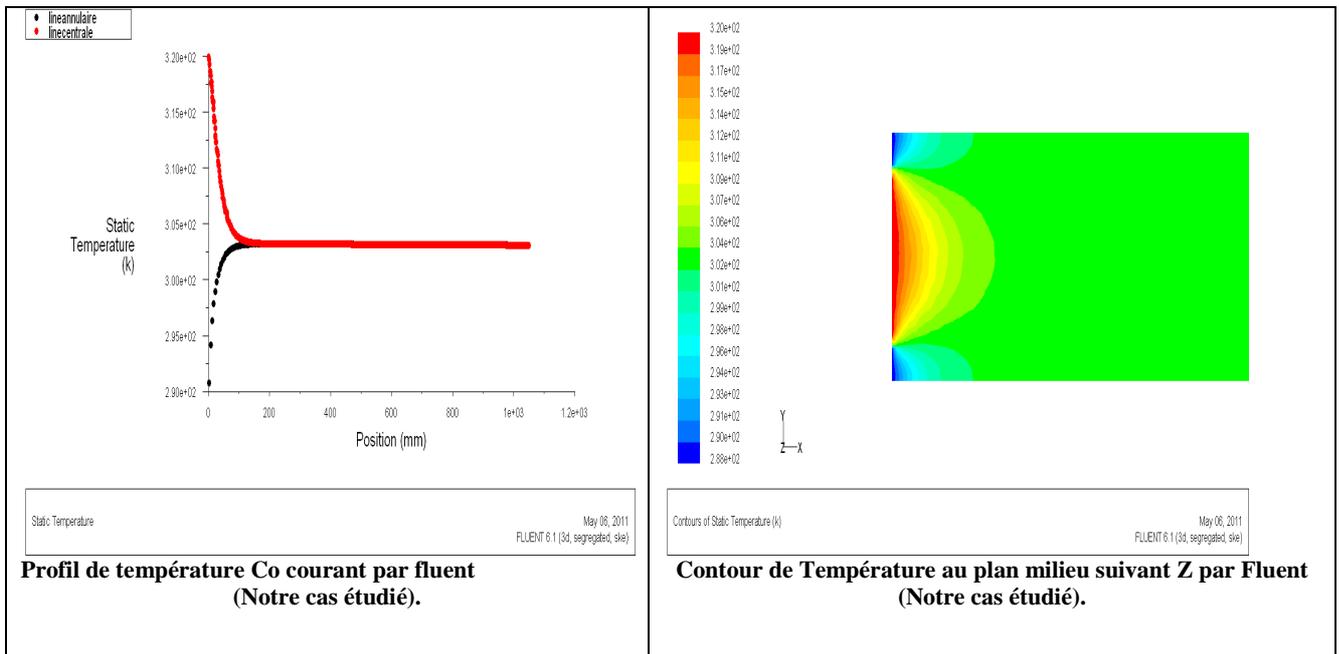
Mode Co courant :

T_f		T_c		ΔT_f	$\Delta T_f \%$	ΔT_c	$\Delta T_c \%$
exp	Num	exp	Num				
288.00	293.26	320.20	320.20	5.26	0.0526	0	0
294.30	294.72	315.80	317.86	0.42	0.0042	2.06	0.0206
298.10	289.91	312.40	313.81	8.19	0.0819	1.41	0.0141
300.80	288.00	309.30	310.82	12.8	0.1280	1.52	0.0152
ΔT_{moyen}				6.66	0.0666 (6.66%)	1.24	0.0124 1.24%
ΔT_{Total} de la courbe				3.95%			

Mode contre - courant :

T_f		T_c		ΔT_f	$\Delta T_f \%$	ΔT_c	$\Delta T_c \%$
exp	Num	exp	Num				
302.00	292.50	321.10	320.20	9.5	0.0950	0.9	0.0090
297.20	290.92	317.80	318.08	6.28	0.0628	0.28	0.0028
292.70	295.70	313.80	314.00	3	0.0300	0.2	0.0020
288.10	297.38	308.00	311.01	9.28	0.0928	3.01	0.0301
ΔT_{moyen}				7.015	0.0701 7.01%	1.09	0.0109 1.09%
ΔT_{Total} de la courbe				4.05%			

Validation des résultats expérimentaux et numériques avec des résultats théoriques de la littérature :



longueur de l'échangeur $L=1050\text{mm}$, surface d'échange $S=49.10^{-6}\text{m}^2$ pour fluide chaud et $S=25.9.10^{-6}\text{m}^2$ pour fluide froid)

avec puissance d'échange : $\dot{Q}_i = 6834.3(W)$ fluide chaud $\dot{Q}_o = 8025.6(W)$ fluide froid

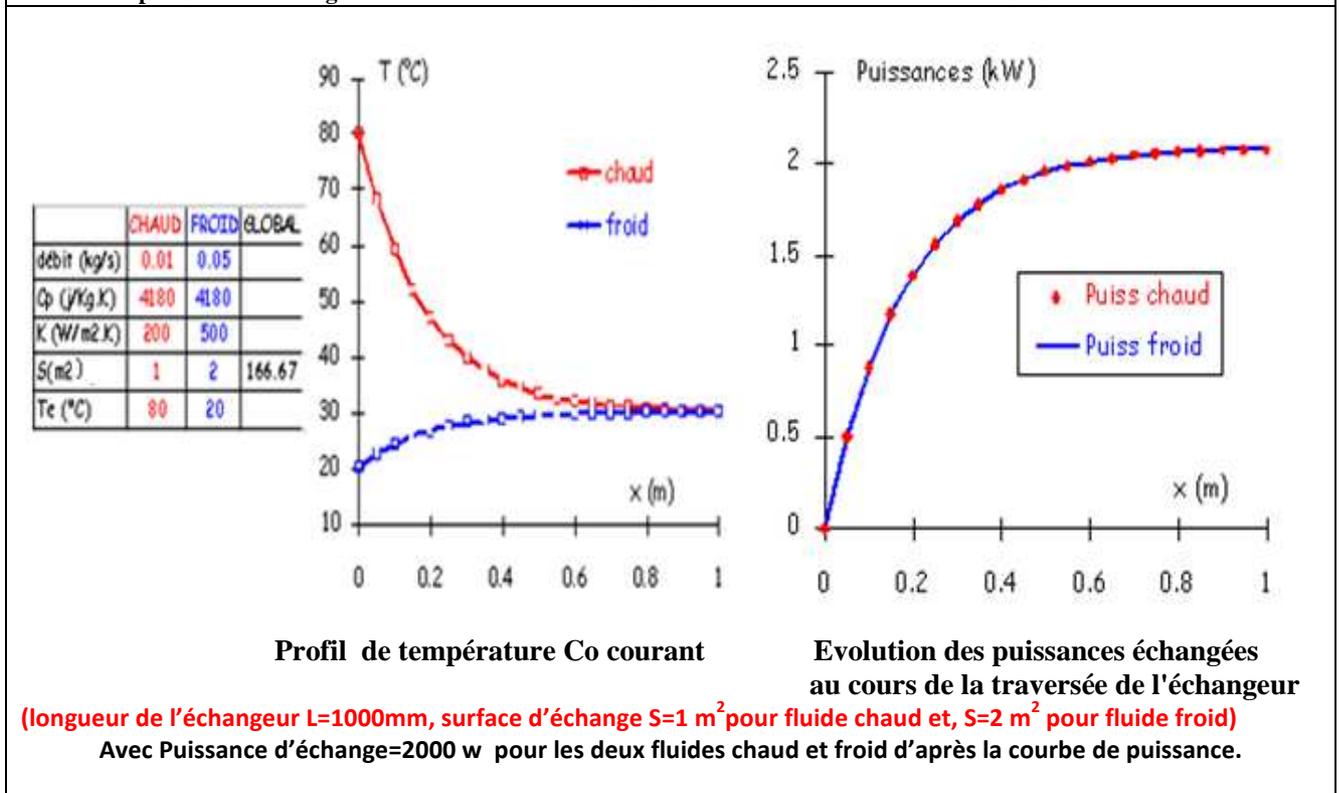
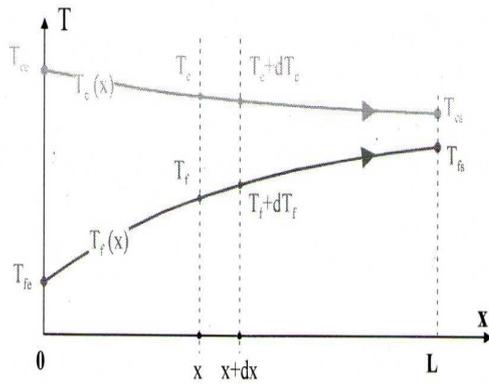
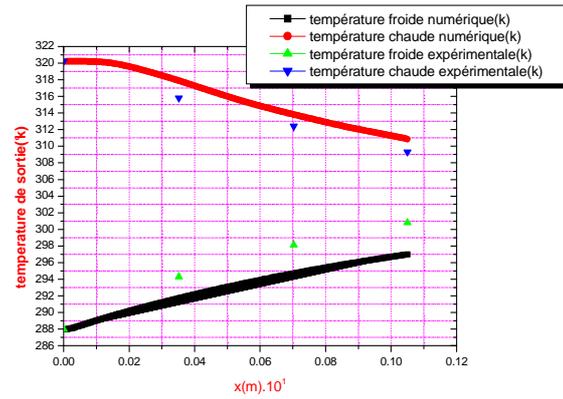


Figure (4.15):validation des résultats expérimentaux et numériques avec les résultats théoriques de la littérature Jean CASTAING-LASVIGNOTTES.



Profil de température Co courant par
Jean CASTAING-LASVIGNOTTES.



Profil de température Co courant
Expérimentale et numérique de notre cas.

- Notre profil de température co courant expérimentale et numérique présente presque la même allure de celui de Jean Castaing-Lasvignottes en (2001).

Discussions des résultats :

D'après les courbes présentés ci-dessus on remarque que :

- Les courbes ont presque la même allure dans les deux études, donc un accord satisfaisant existe entre les résultats.

Aussi concernant les surfaces d'échanges utilisés et le volume de l'échangeur :

On voit bien que l'échangeur coaxial compact en régime turbulent utilisé dans notre cas donne une puissance d'échange considérable par rapport aux autres échangeurs malgré que son volume soit plus petit.

Conclusion :

- Donc l'échangeur compact d'écoulement turbulent donne une puissance d'échange importante pour des surfaces d'échanges petites.

Le comportement de l'écoulement turbulent à l'intérieur de l'échangeur coaxial:

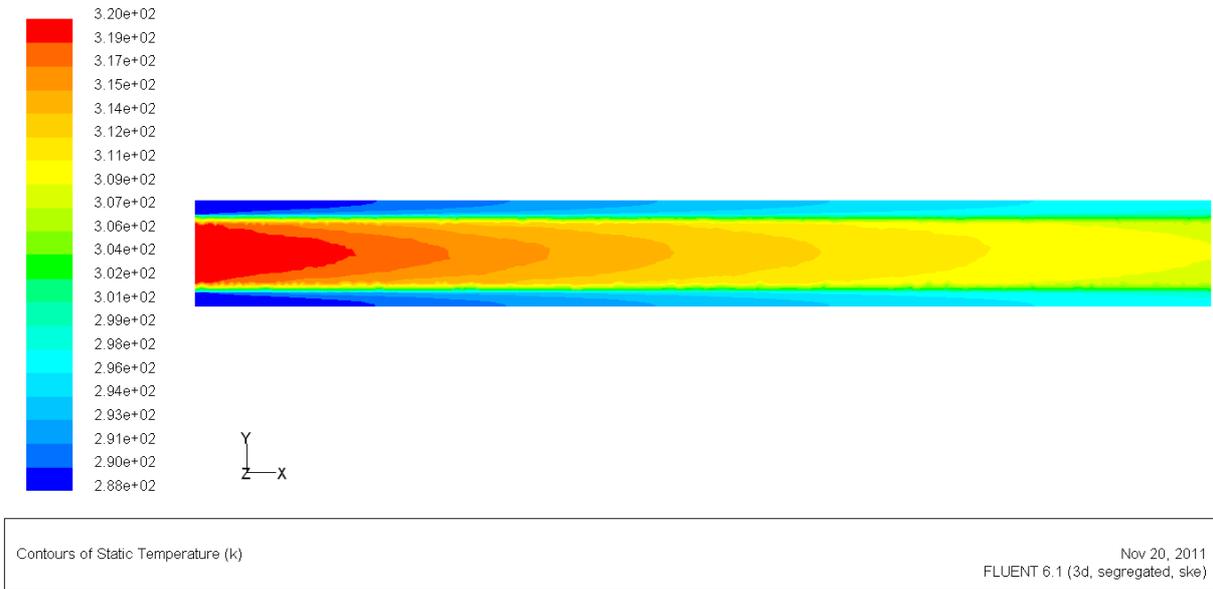


Figure (4.16): Contour de température Co courant au plan milieu.

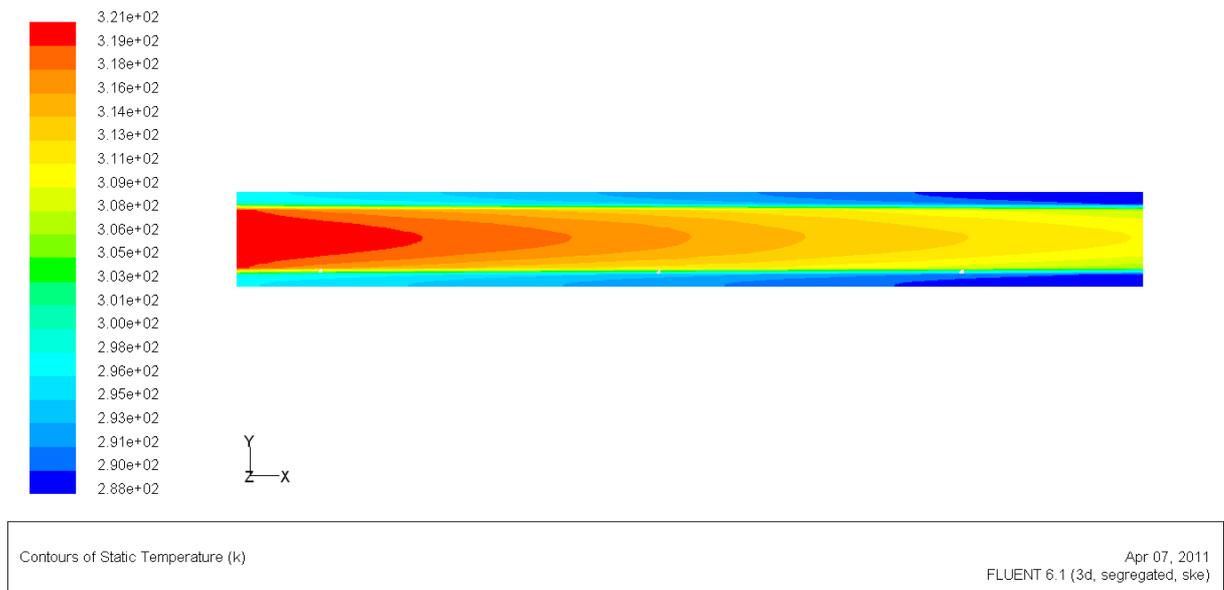


Figure (4.17): Contour de température contre - courant au plan milieu.

Des deux figures on observe que :

Pour le mode Co courant : la température du fluide chaud dans le tube central est indiquée en rouge à l'entrée du tube c'est-à-dire sa valeur est maximale puis elle commence à diminuer ce qui est indiqué par le changement progressif de couleur. Par contre la température du fluide froid dans l'espace annulaire à l'entrée est indiquée en bleu c'est-à-dire

sa valeur est minimale puis elle commence à augmenter ce qui est indiqué par le changement progressif de couleur.

Explication : ce changement progressif de la couleur de température est expliqué par le changement de température des fluides chaud et froid (la température du fluide froid augmente et la température du fluide chaud diminue, les deux températures changent depuis l'entrée puisque en est dans le mode Co courant.

Pour le mode contre - courant : la température du fluide chaud dans le tube central est indiquée en rouge à l'entrée du tube c'est-à-dire sa valeur est maximale puis elle commence à diminuer ce qui est montré par le changement progressif de couleur. Par contre la température du fluide froid dans l'espace annulaire à la sortie est indiquée en bleu c'est-à-dire sa valeur est minimale puis elle commence à augmenter ce qui est montré par le changement progressif de couleur.

Explication : ce changement progressif de la couleur de température est expliqué par le changement de température des fluides chaud et froid (la température de l'eau froide augmente et la température de l'eau chaude diminue), la température de l'eau chaude change depuis l'entrée et la température de l'eau froide change depuis la sortie puisque en est dans le mode contre - courant.

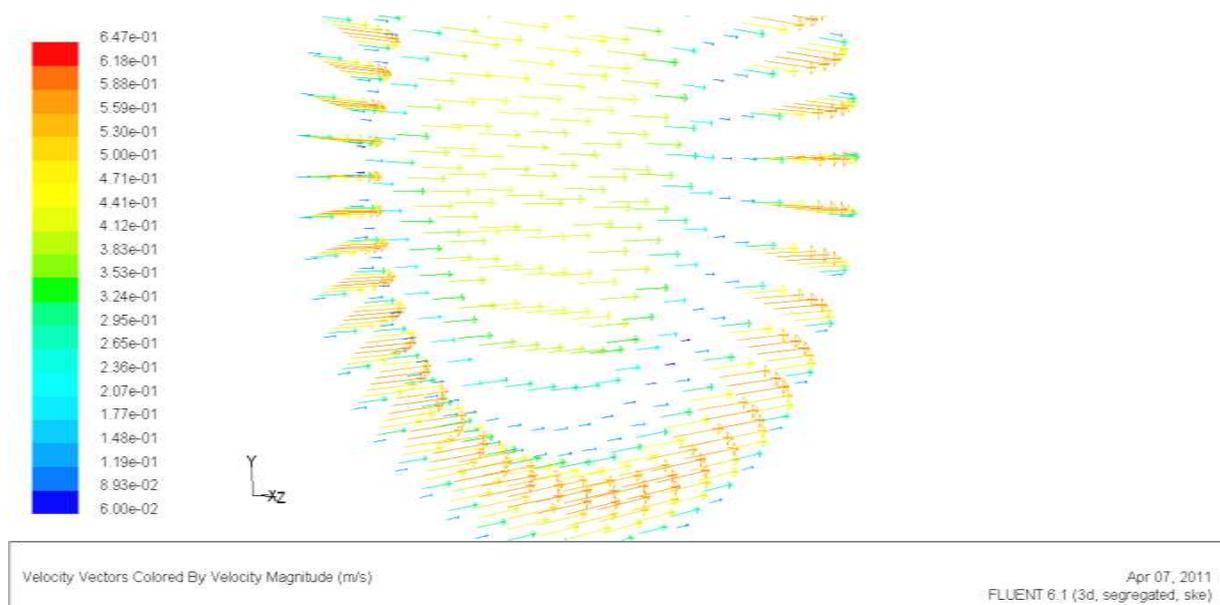


Figure (4.18): Ligne de courant et vecteur de vitesse écoulement Co courant.

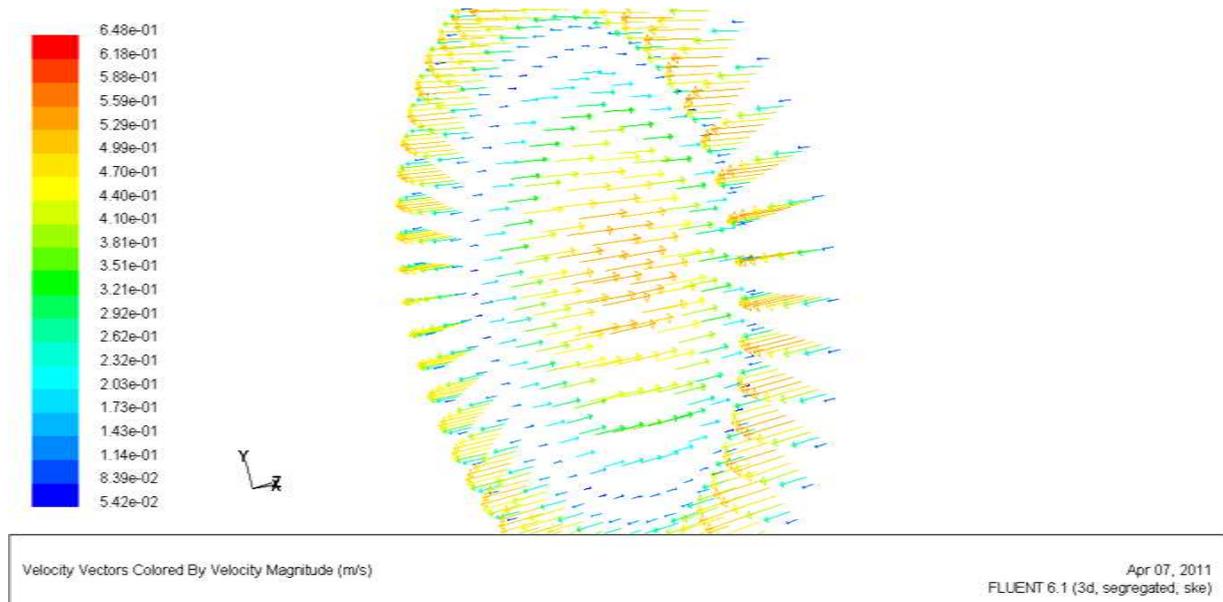


Figure (4.19) : Ligne de courant et vecteur de vitesse écoulement Contre - courant.

On observe sur les deux figures que les vecteurs vitesses des écoulements sont approximativement parallèles ; donc les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- ✓ S'ils sont de même sens les écoulements sont « Co-courants ».
- ✓ S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont «à contre-courant ».

Graphes obtenus par simulation expliquant le comportement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial Co courant:

Exploitation des résultats de la partie numérique :

Cette deuxième partie consacrée aux résultats numériques qui présentent les champs de pression, de vitesses moyennes suivant le plan milieu Z, les températures suivant le plan milieu Z et les paramètres caractéristiques de la turbulence.

Échange total de la température cas limite :

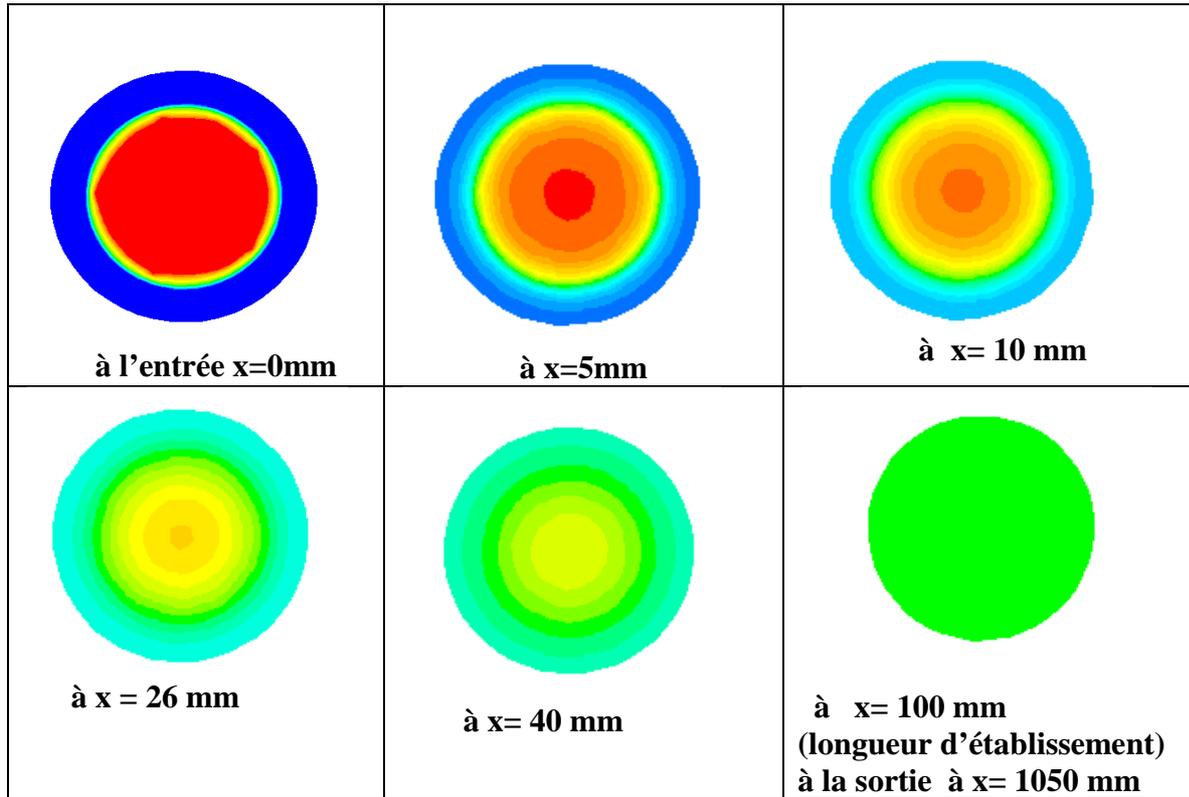


Figure (4.20): La longueur d'établissement de température.

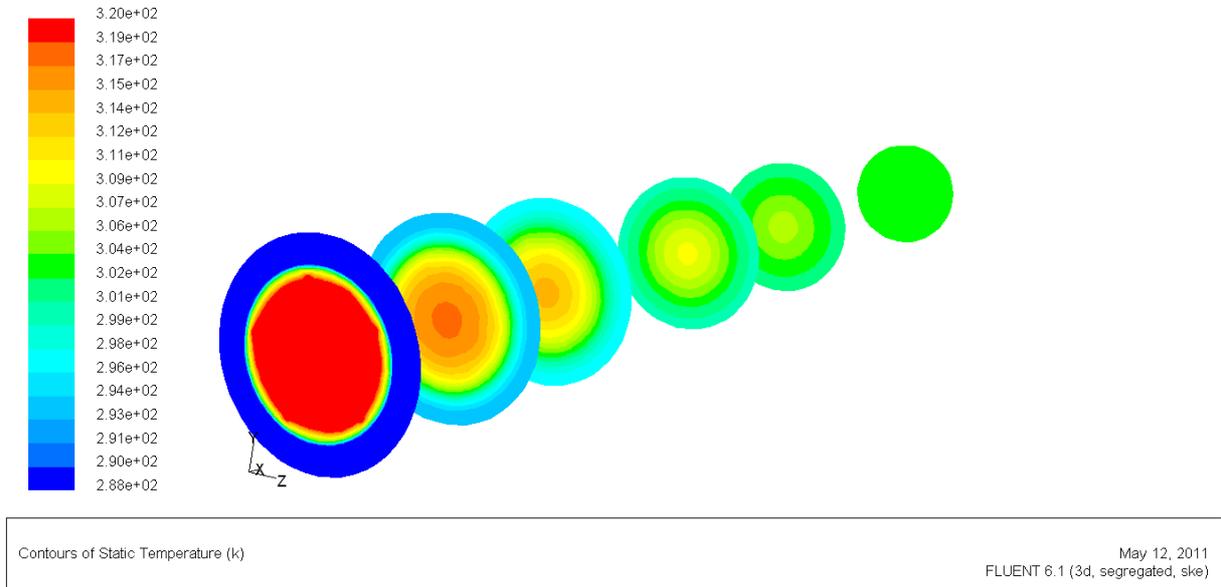
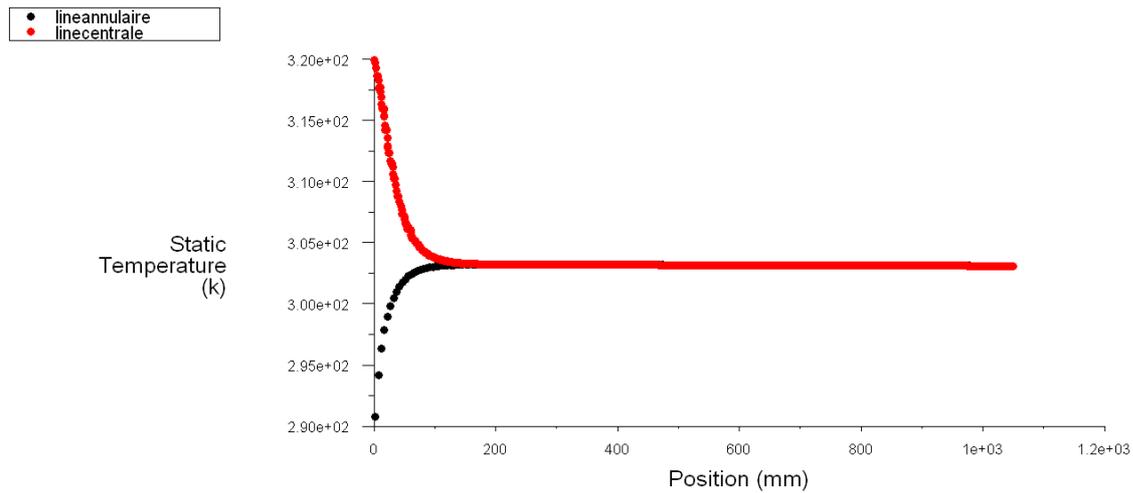


Figure (4.21): L'évolution de la température le long de l'échangeur coaxial

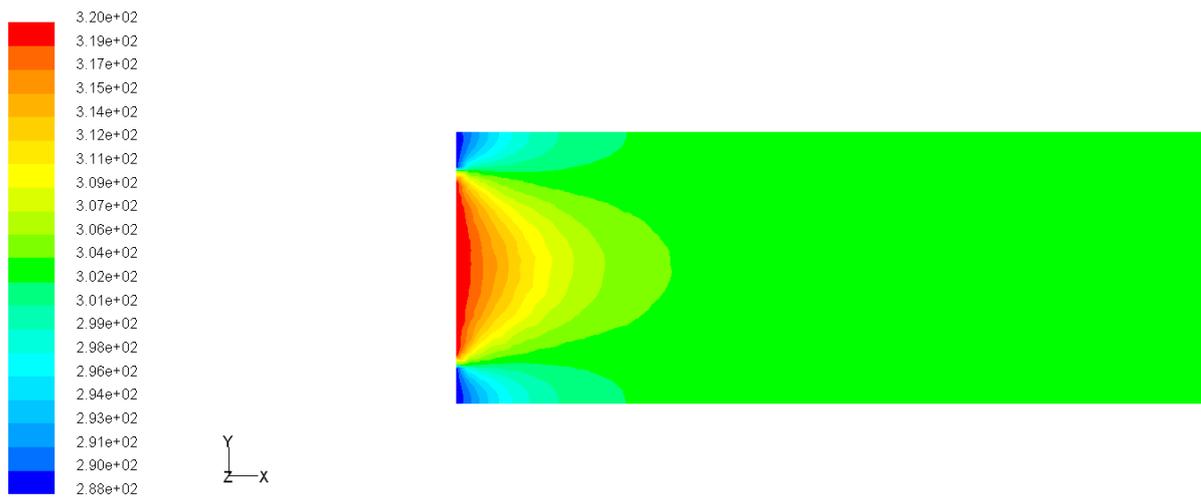
(Dans le tube central et l'espace annulaire).



Static Temperature

May 06, 2011
FLUENT 6.1 (3d, segregated, ske)

Figure (4.22): Profil de température Co courant par fluent.



Contours of Static Temperature (k)

May 06, 2011
FLUENT 6.1 (3d, segregated, ske)

Figure (4.23-a) : Température au plan milieu suivant Z.

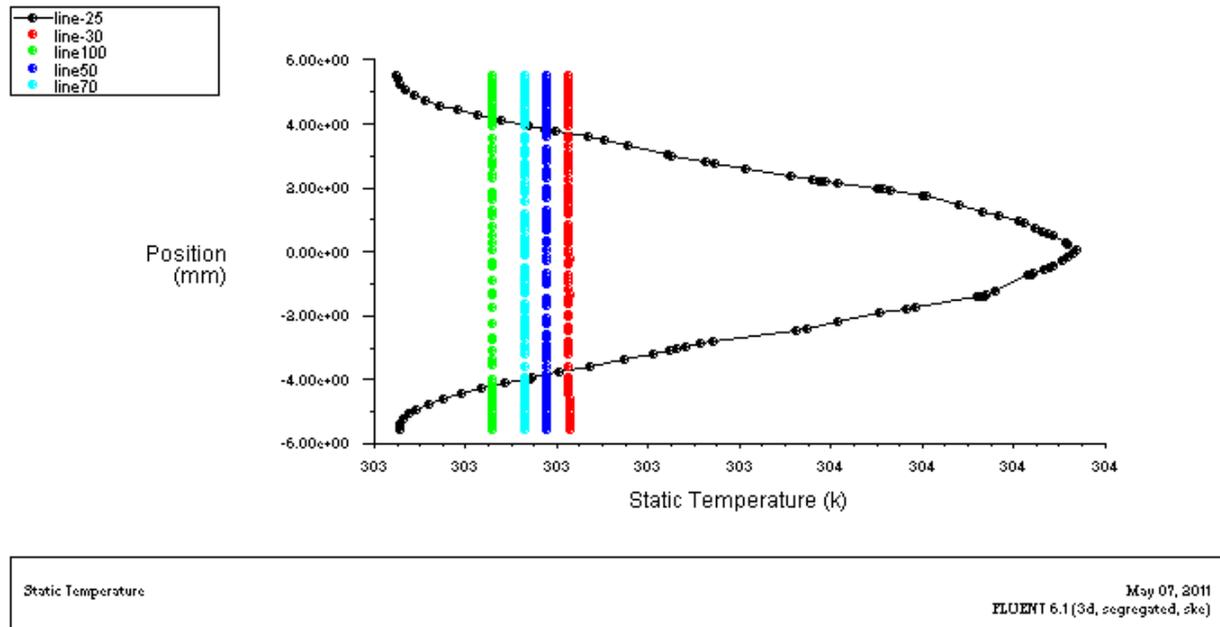


Figure (4.23-b) : le changement de température le long de l'échangeur coaxial.

Les figures (4.20) et (4.21) montrent l'évolution progressive de la température dans le tube central et l'espace annulaire de l'entrée jusqu'à la sortie avec circulation co-courante, on remarque qu'à l'entrée la température du fluide chaud est maximale indiquée en rouge puis elle diminue progressivement en changeant de couleur rouge – orange – jaune jusqu'à elle devient verte, à ce moment là le changement s'arrête, même phénomène observé pour la température du fluide froid dans l'espace annulaire elle est indiquée en bleu c'est-à-dire elle est minimale, ensuite elle commence à augmenter progressivement en changeant de couleur bleu foncé - bleu clair jusqu'à elle devient verte le changement s'arrête.

Dans les figures (4.22), (4.23-a), (4.23-b) on observe également le même phénomène la température du fluide chaud a diminué et la température du fluide froid augmente ce qui est bien montré dans la courbe de la figure (4.22) qui est en bon accord avec l'évolution de température dans la figure (4.23-a),

La figure (4.23-b) montre l'allure parabolique de la température dans un échangeur coaxial elle commence minimale à l'entrée, par la suite elle devient maximale à la sortie.

Explication : Le changement progressif de la couleur de la température explique que la température du fluide chaud diminue depuis l'entrée et la température du fluide froid augmente depuis l'entrée à un certain moment les deux températures deviennent égales (la

couleur verte) c'est -à-dire à la même température dite température limite , à ce moment l'échange de chaleur s'arrête.

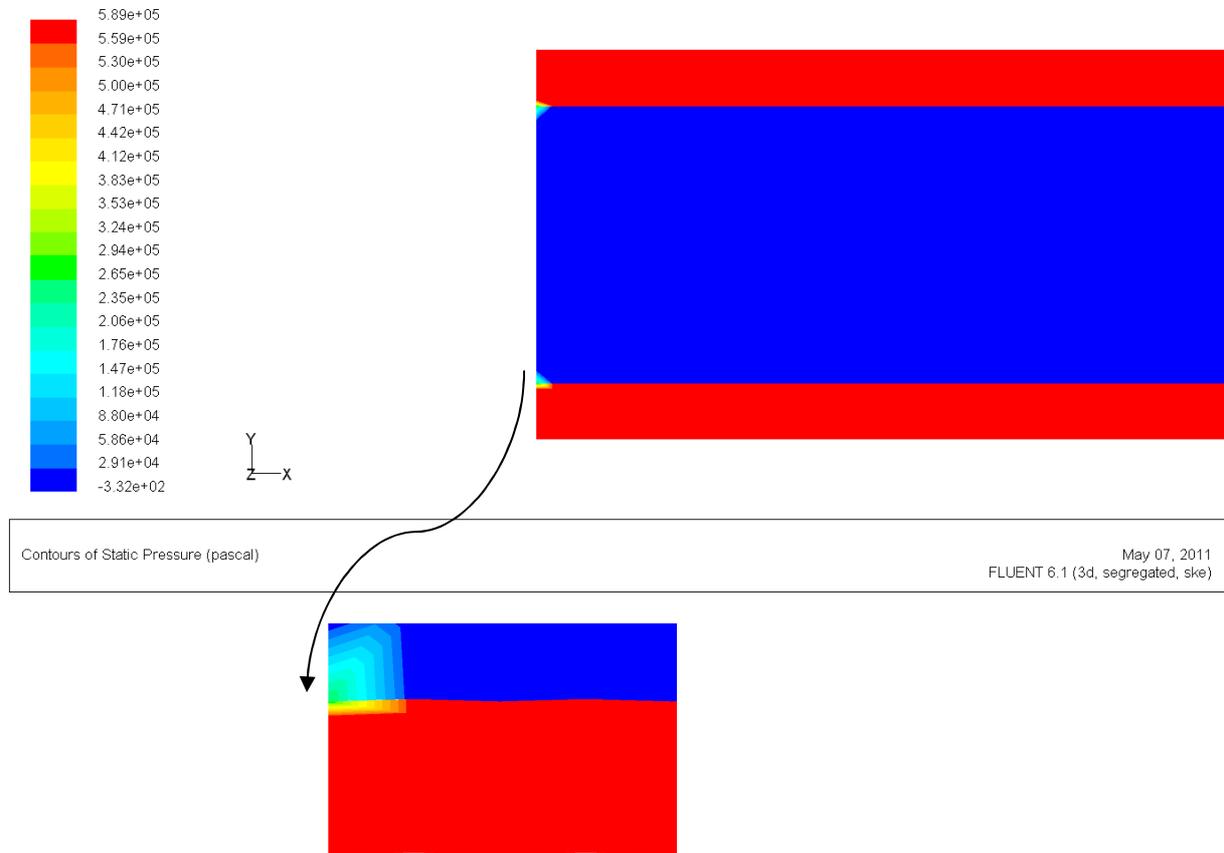


Figure (4.24): Contour de la Pression statique au plan milieu suivant Z.

1- Champ de pression moyenne :

La figure (4.24) montre le champ de la pression dans l'échangeur coaxial obtenu en utilisant le modèle de turbulence $k - \varepsilon$. Plusieurs caractéristiques ont été observés dont :

- * pour le tube central la pression est plus élevée à l'entrée du tube qu'à sa sortie (ou elle devient minimale), alors que dans l'espace annulaire on constate qu'elle est faible à l'entrée du tube et devient maximale à sa sortie.
- * plus qu'on s'éloigne de l'axe les pressions deviennent plus importantes à cause de l'écoulement tourbillonnaire dans l'espace annulaire et à l'intérieur du conduit central ceci est expliqué par l'effet centrifuge de l'écoulement.
- * la diminution de pression juste en aval de l'entrée du tube centrale correspond à une accélération du fluide mise en évidence par le champ de vitesse, la pression minimale à sa sortie résulte du vortex.

* à la sortie du conduit central la pression devient uniforme conséquence du freinage de mouvement tourbillonnaire sous l'effet de la viscosité.

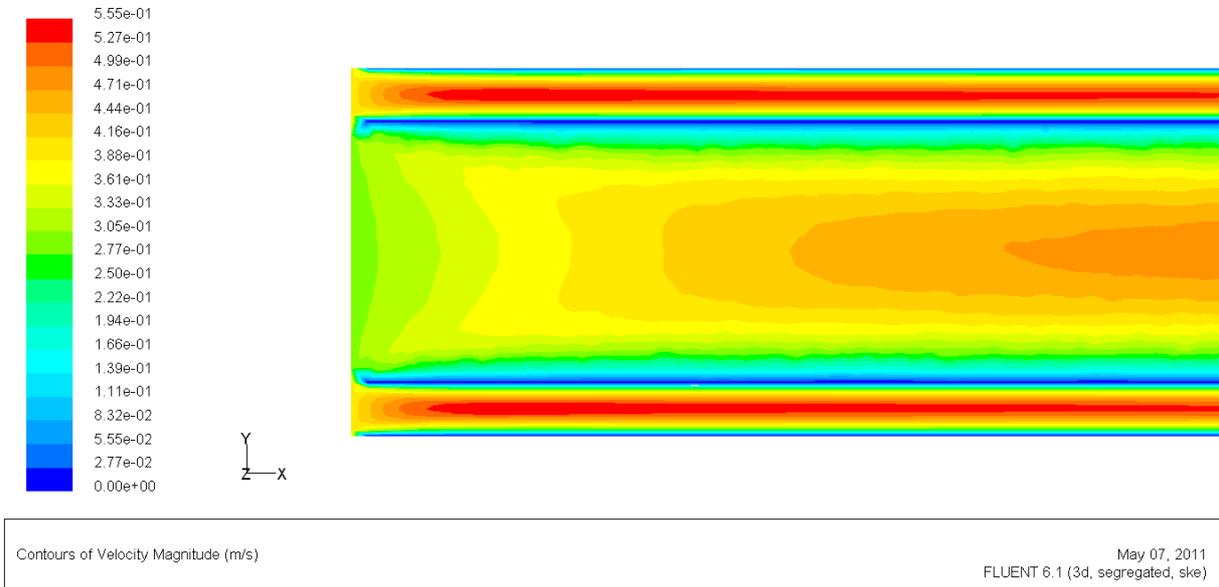


Figure. (4.25 -a) Contour de la Vitesse résultante moyenne au plan milieu suivant Z.

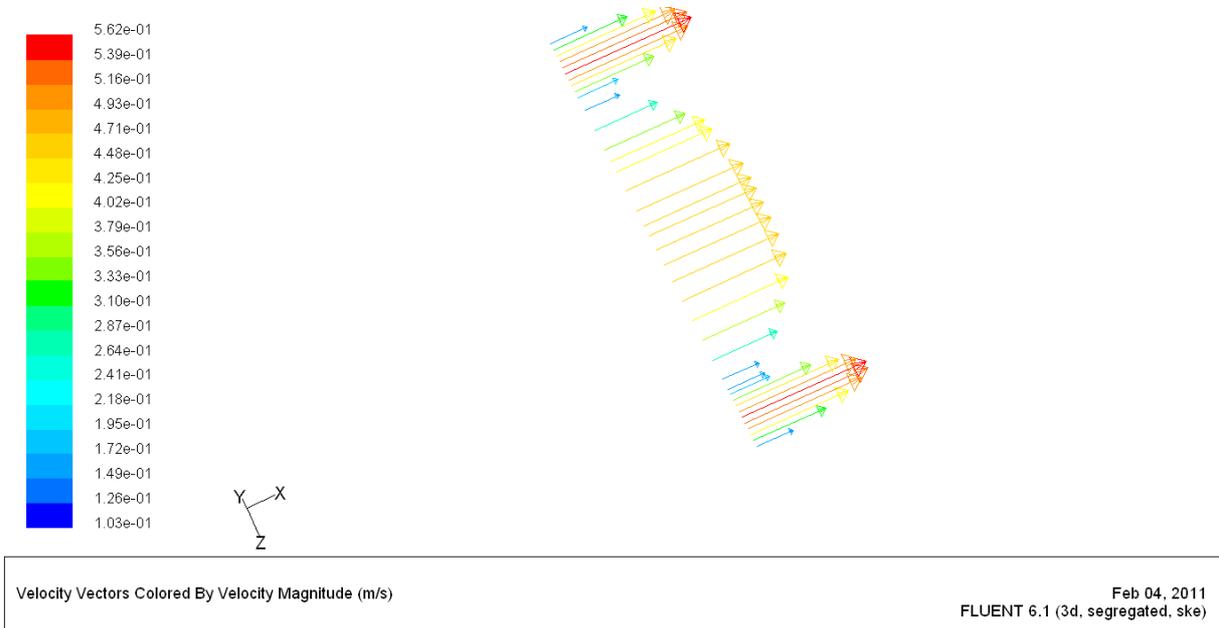


Figure (4.25-b) Les vecteurs vitesses pour la ligne x=100mm en mode Co courant (lignes de courants).

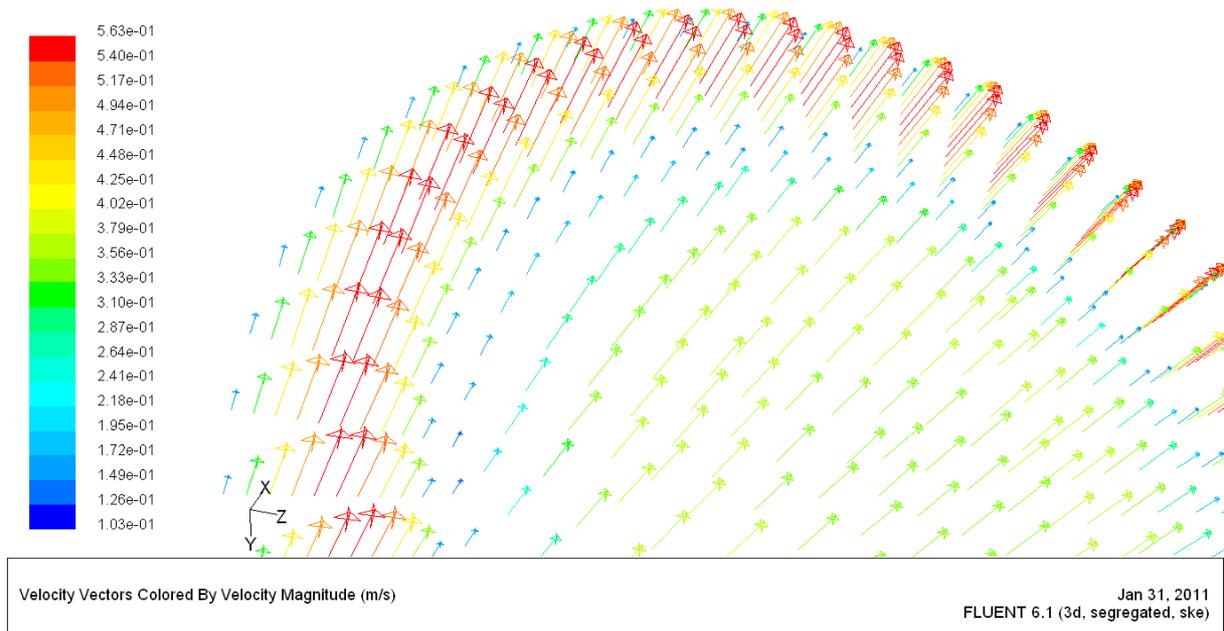


Figure (4.25-c) vecteurs Vitesses moyenne à $x=100$ mm.

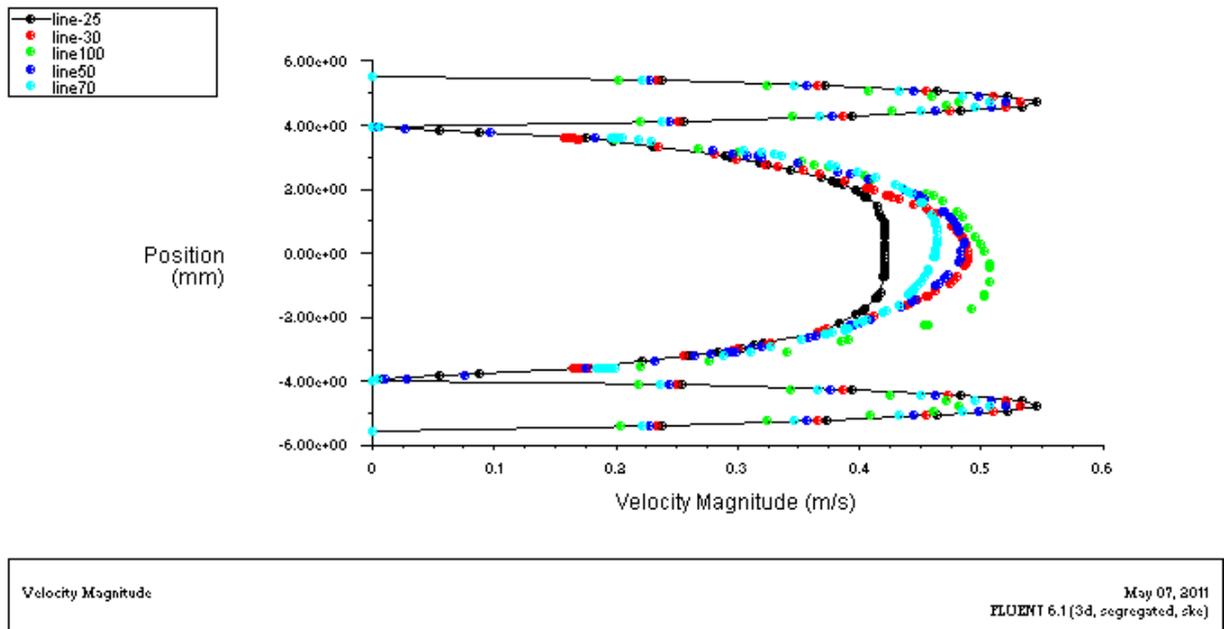


Figure (4.25-d) le changement de vitesse le long de l'échangeur coaxial.

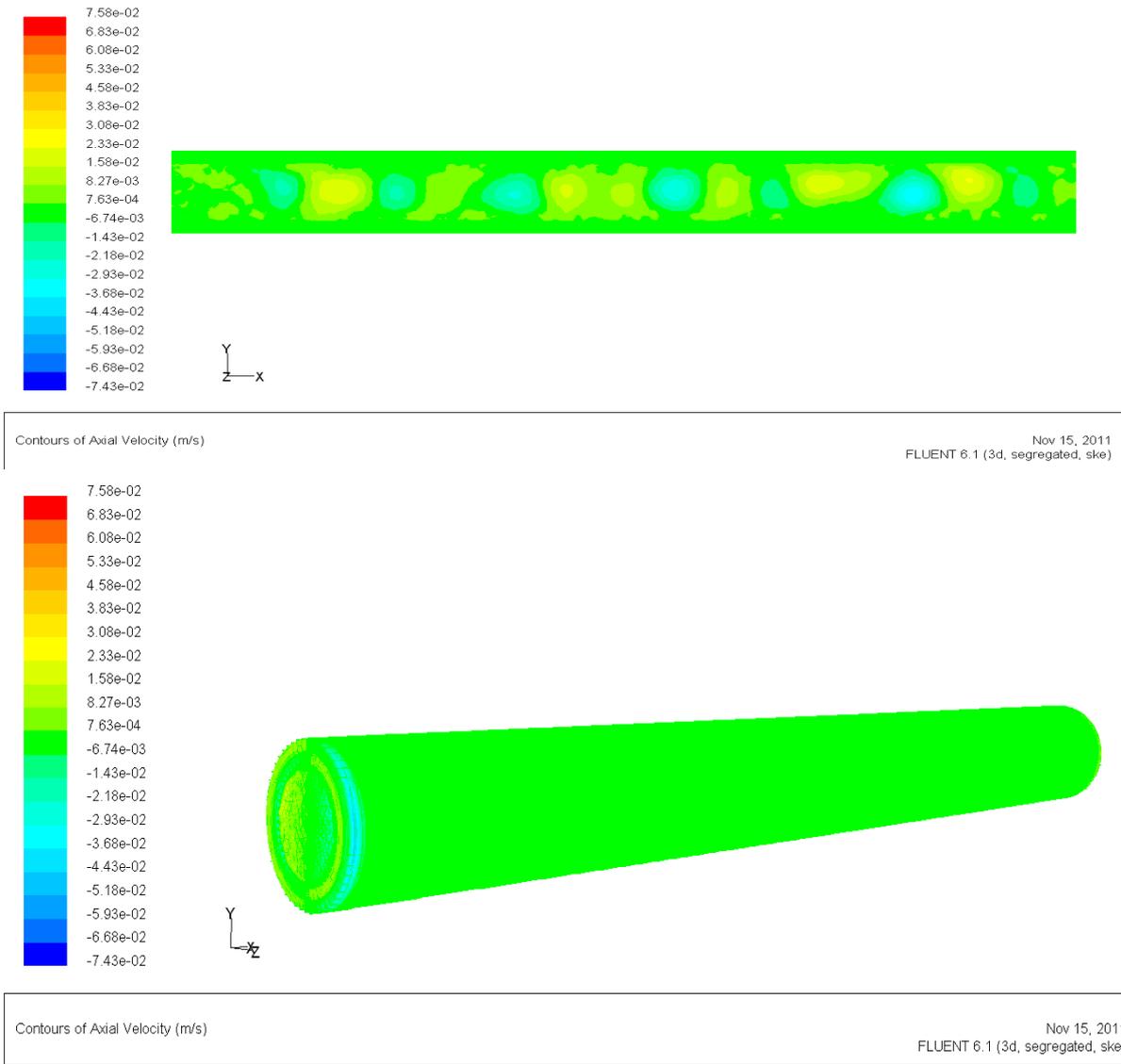


Figure (4.26-a) Vitesse axiale.

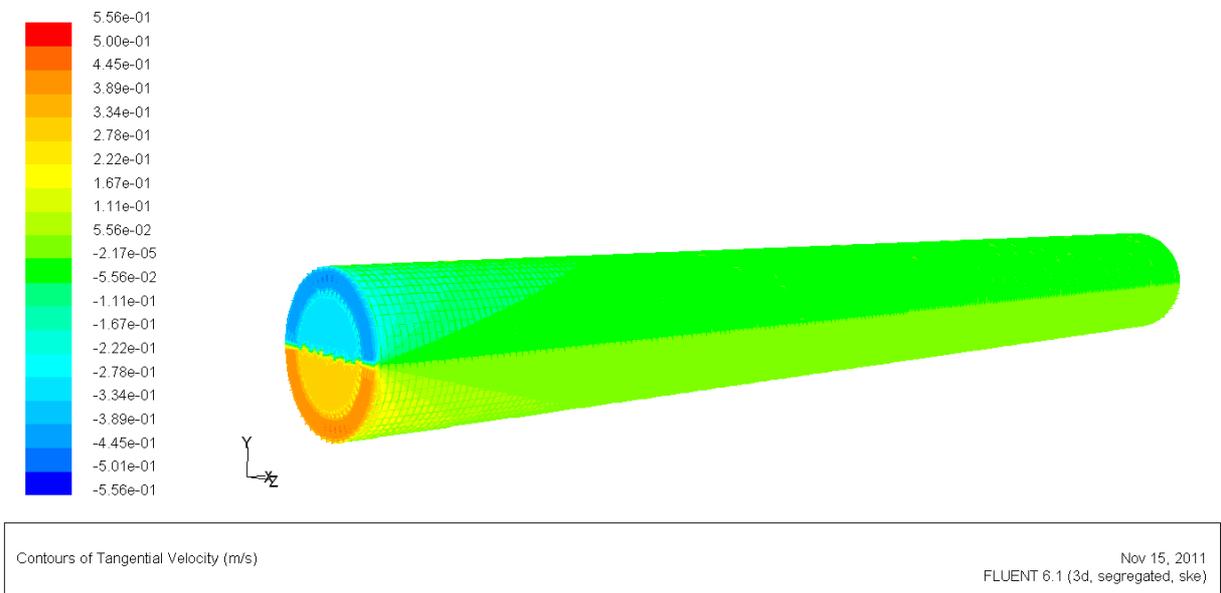
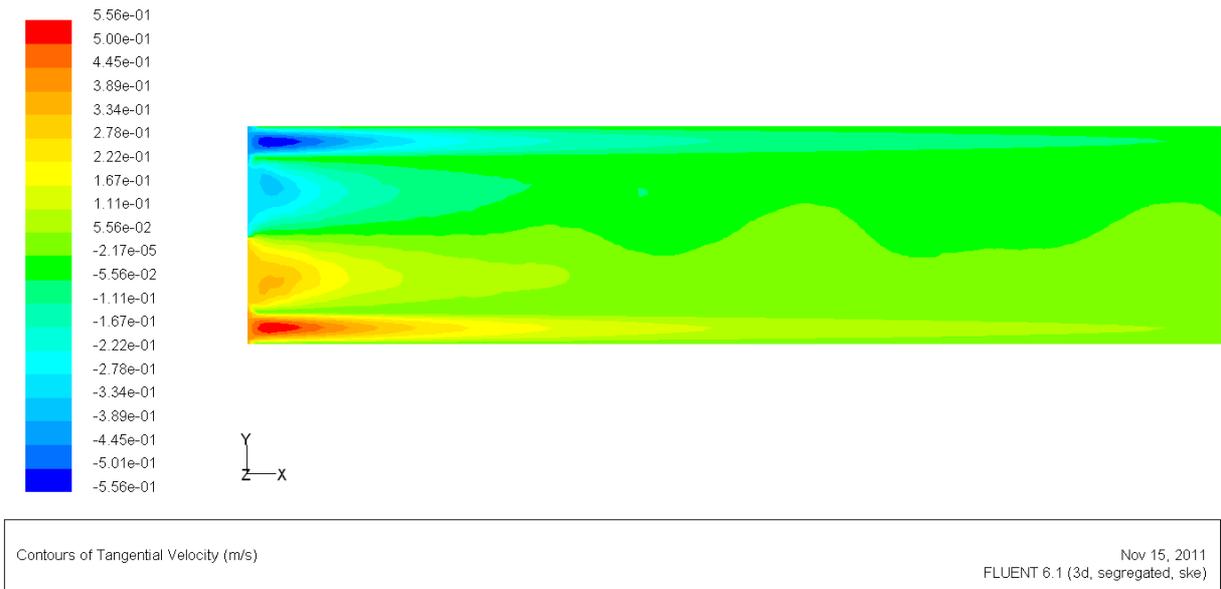


Figure (4.26-b) Vitesse tangentielle.

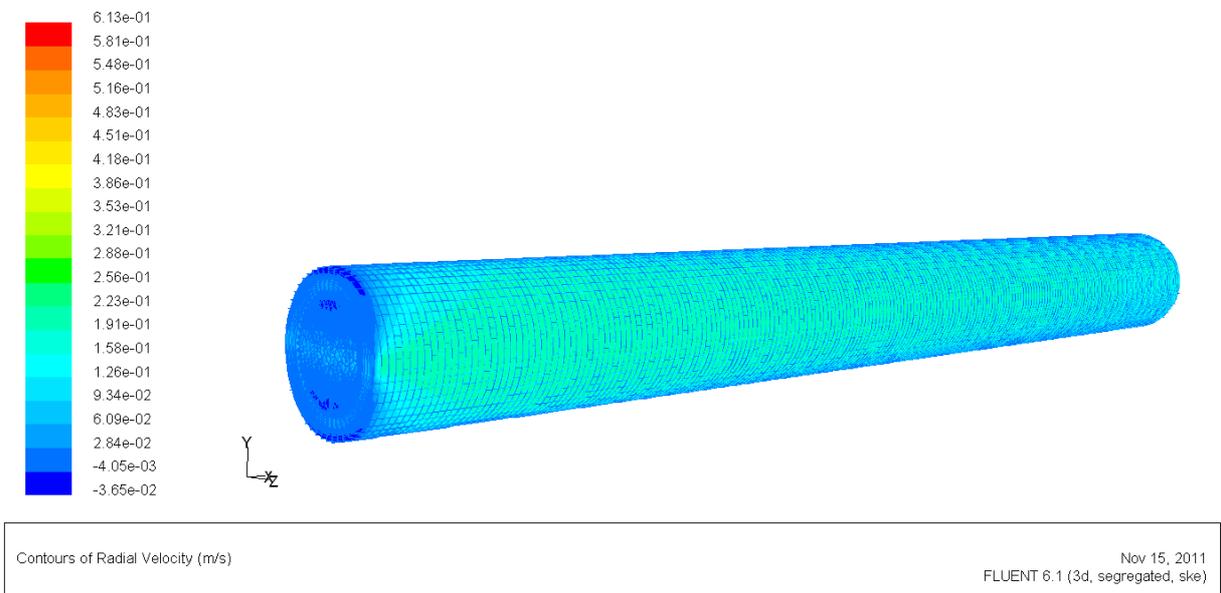
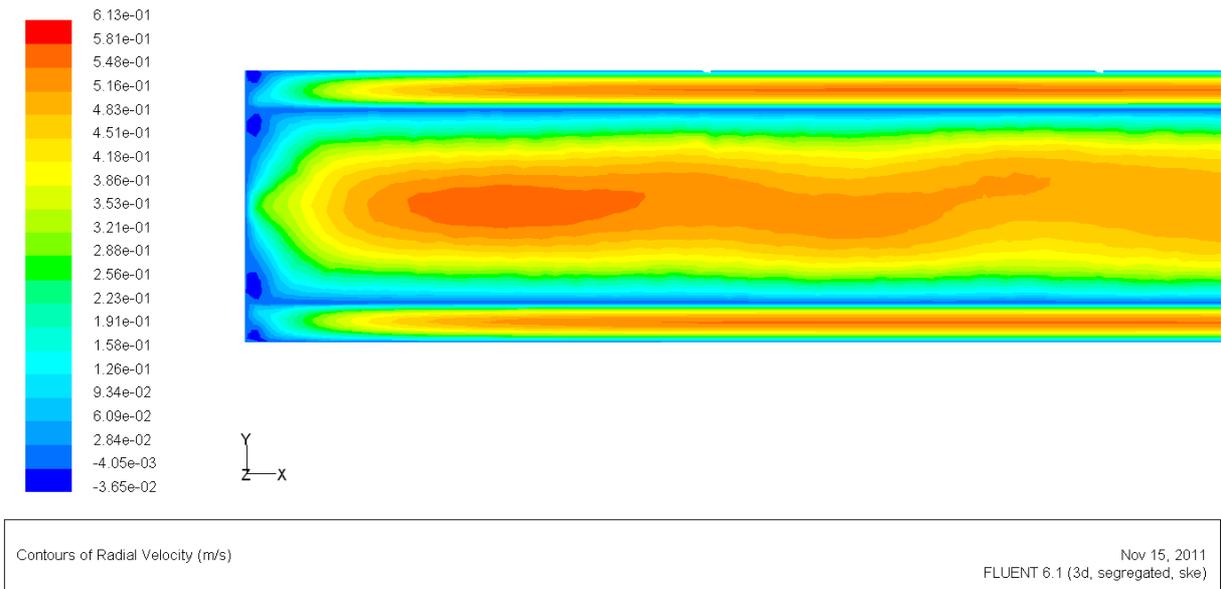


Figure (4.26-c) Vitesse radiale.

3 - Grandeur de la vitesse résultante moyenne :

La grandeur de la vitesse résultante obtenue par le modèle $k - \epsilon$ est illustrée sur les figures (4. 25 –a-b-c).on déduit des résultats les propriétés suivantes :

* à l’entrée de l’échangeur, la vitesse résultante augmente en grandeur. Ceci est sous l’effet du courant qui a fait le tour autour du conduit central. La conservation de la masse impose donc une accélération du fluide entrant à cause de la réduction de sa section, ou’ on observe des vecteurs de vitesse de couleur orange.

* évidemment les vitesses sont nulles au niveau de toutes les parois solides satisfaisant ainsi la condition de non –glissement.

* la grandeur de vitesse est maximale à la sortie à cause de sa composante tangentielle qui est dominante, et dont l'intensification est due aux rapprochements du fluide en mouvement tourbillonnaire du centre (la conservation de quantité de mouvement angulaire)

* à la sortie les vitesses les plus importantes se trouvent près de la paroi (hors de la couche limite). Au niveau de l'axe, la grandeur de la vitesse résultante est très faible, ceci s'explique par l'effet centrifuge de l'écoulement, voir figure (4.25 -a)

La Figure (4.25-d) présente le changement progressif de vitesse le long de l'échangeur coaxial elle est minimale à l'entrée de l'échangeur puis elle devient maximale à la sortie, elle présente l'allure parabolique.

Composantes de vitesse moyenne :

1. Composante axiale :

La figure (4.26-a) montre le contour de la composante axiale de la vitesse obtenue par le modèle $k-\varepsilon$. On constate que :

- le modèle $k-\varepsilon$ donne un profil de vitesse axiale plus uniformément distribué en consistence avec le résultat du champ de pression. La vitesse axiale est maximale à la sortie, (accélération des particules dans cette zone).

2. **Composante tangentielle :** les vitesses tangentielles les plus élevées sont enregistrées dans la région juste en dessous du conduit central à la sortie, les zones des vortex quasi-forcé et quasi libre sont correctement simulées voir La figure (4.26-b).

3 - Composante radiale :

D'après la figure (4.26 -c), illustrant le champ de la composante radiale de la vitesse on remarque que :

- le comportement de l'écoulement dans l'échangeur est tridimensionnel.
- À l'entrée, la vitesse est uniforme, sa composante radiale est non négligeable
- à la sortie On trouve des valeurs appréciables, dans la région du contournement de l'extrémité de la paroi de l'échangeur.
- Le modèle $k-\varepsilon$ donne une composante radiale pratiquement nulle puisque l'axe du vortex s'ajuste avec celui de l'échangeur (comportement isotrope du modèle $k-\varepsilon$).

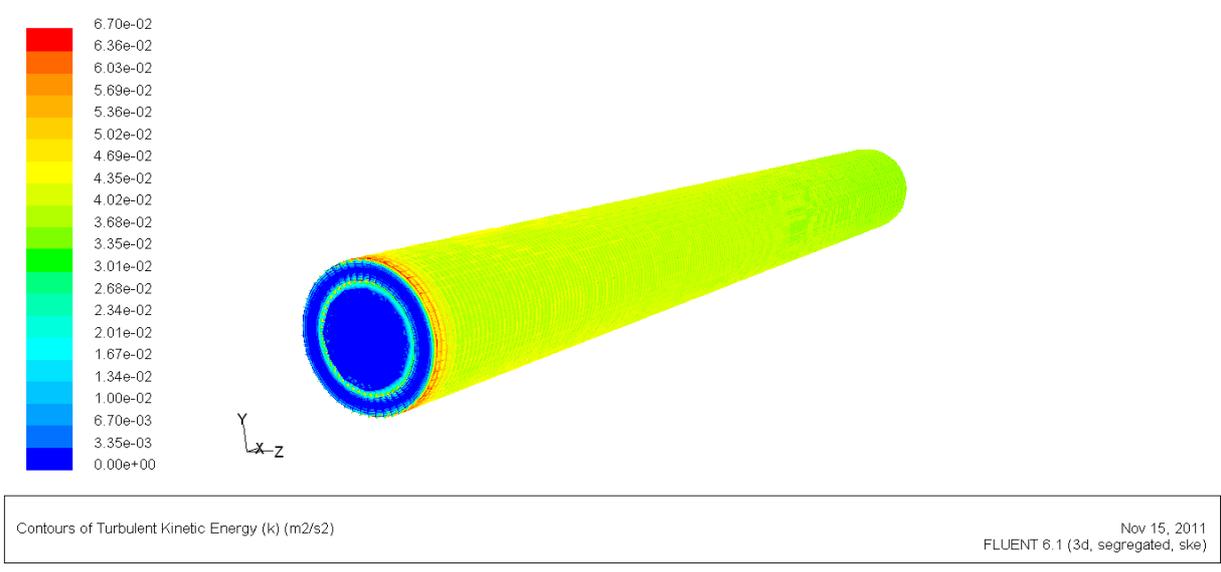
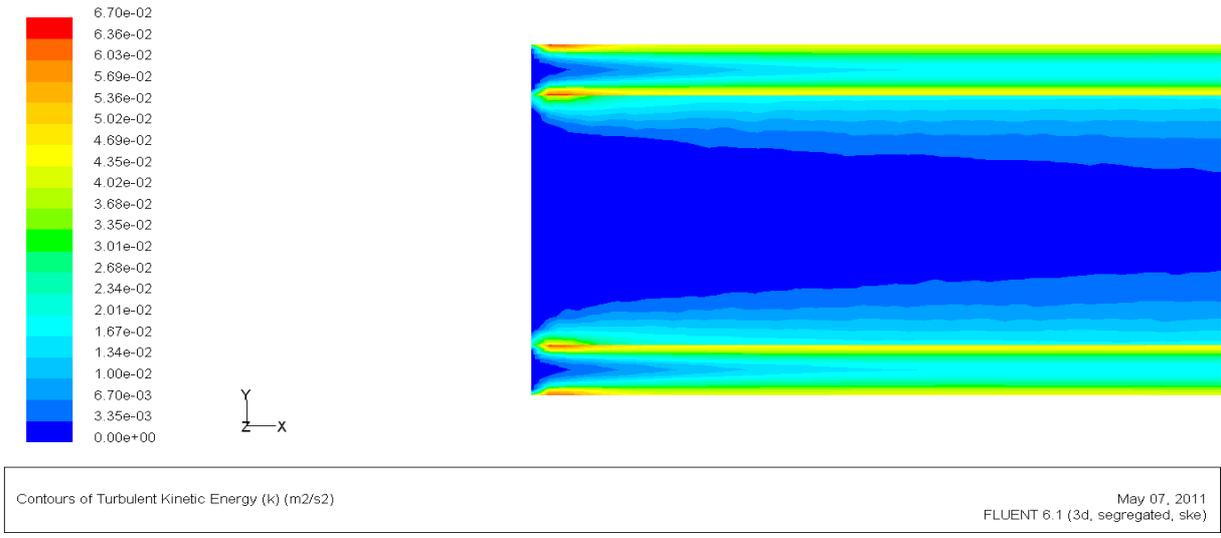


Figure (4.27-a) : Energie cinétique turbulente au plan milieu suivant Z.

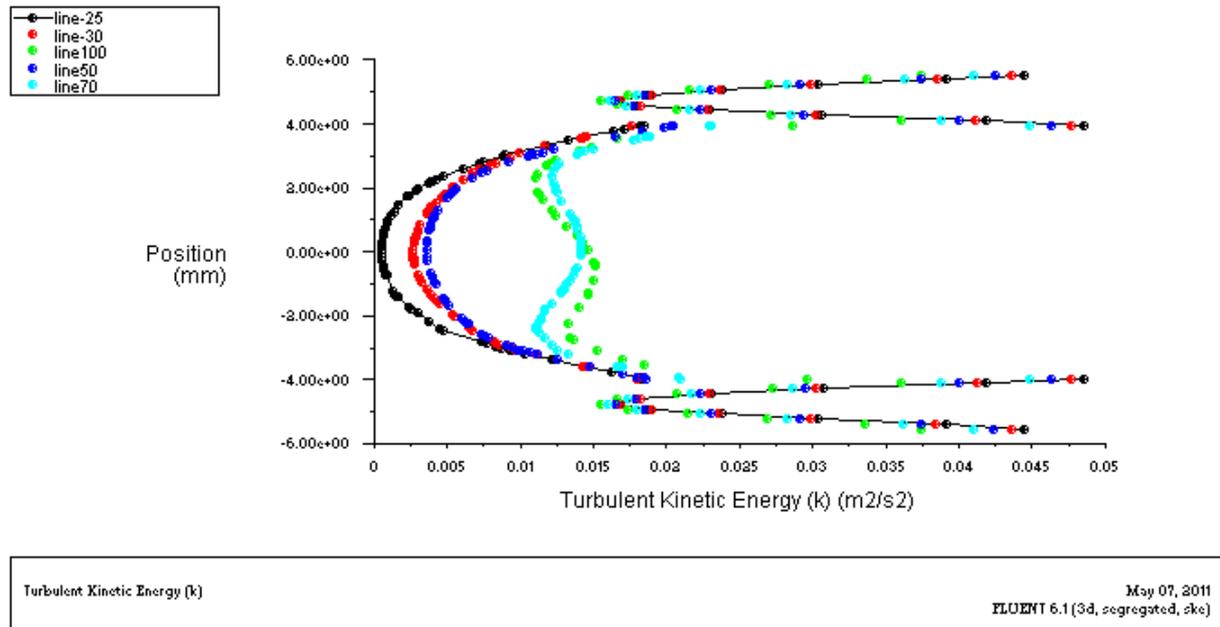


Figure (4.27 –b): la turbulence le long de l'échangeur coaxial.

3 – champ de l'énergie cinétique turbulente :

D'après Le modèle $k - \varepsilon$ on remarque que :

*A l'entrée de l'échangeur figure (4.27-a). L'énergie cinétique turbulente est intense. Et donc

Le terme de production de la turbulence est important en rapport avec les gradients de vitesse moyenne élevés.

*à la sortie la production de turbulence est non négligeable,

*La turbulence est de faible intensité dans la couche limite près de la paroi.

*Une décadence de la turbulence transportée par convection le long de l'échangeur de l'entrée à la sortie.

La figure (4.27 –b): montre la turbulence le long de l'échangeur coaxial dont le profil s'oppose à celui de la température et de vitesse la turbulence cinétique est maximale à l'entrée puis au fur et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée la turbulence diminue.

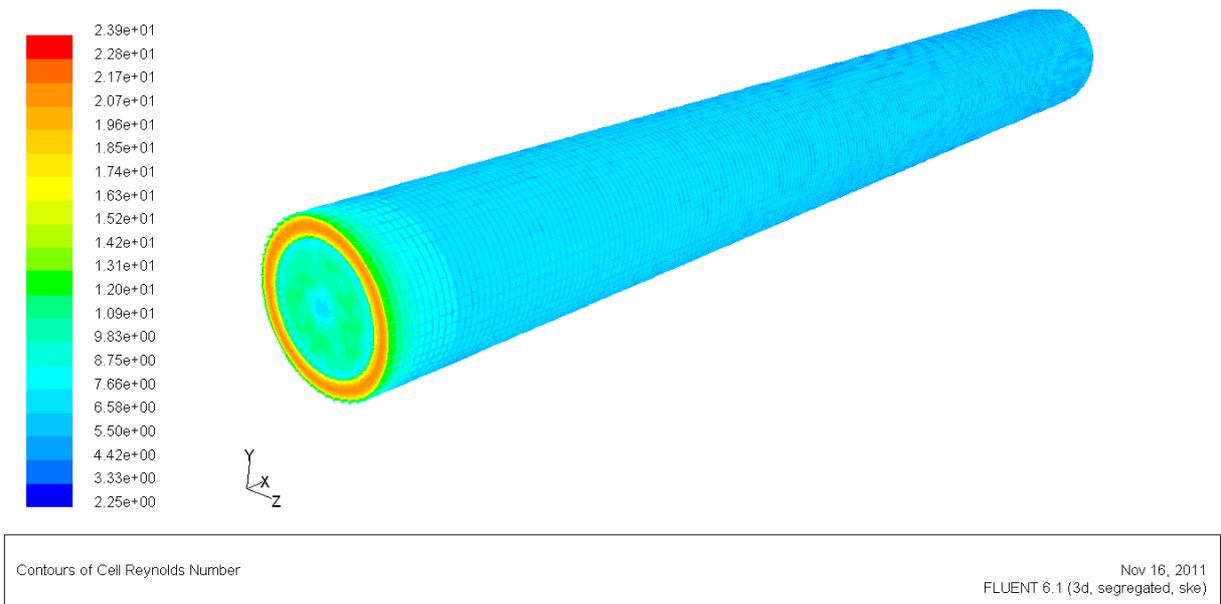
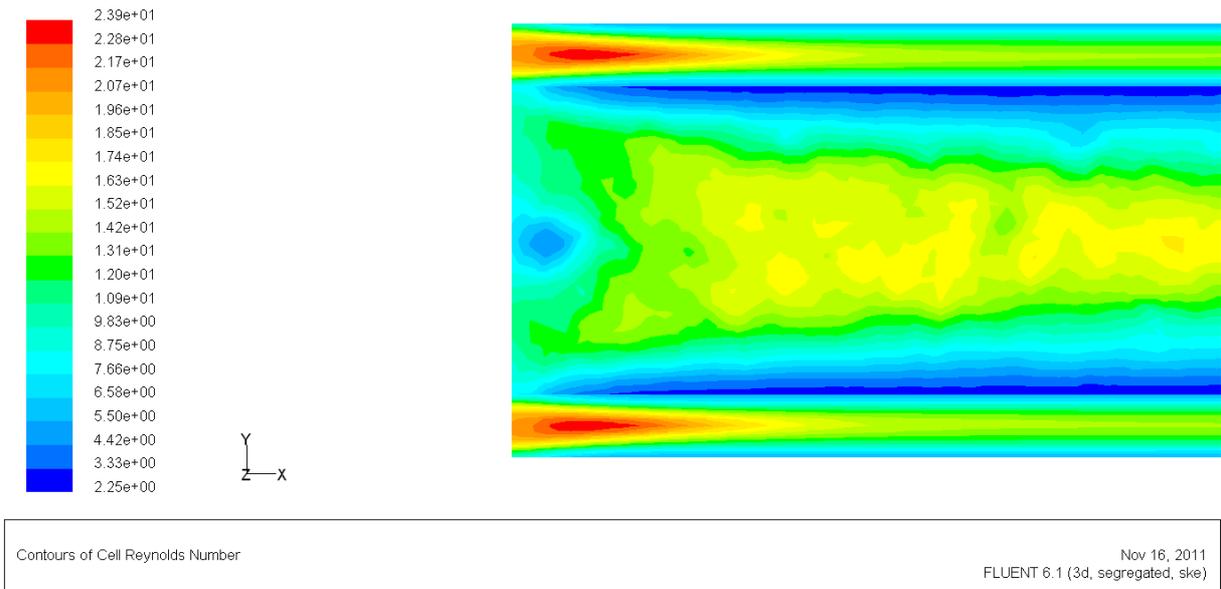


Figure (4.28) : contour de Reynolds au plan milieu.

5- contrainte de Reynolds normales :

La figure (4.28) montre les contours des contraintes normales de Reynolds obtenue par le modèle $k - \epsilon$, on observe que :

- * les contraintes de Reynolds radiale et tangentielle atteignent des valeurs maximales de l'ordre de $2.39 \cdot 10^{+1} (m^2 / s^2)$ à l'entrée de l'échangeur. Cette intensité des fluctuations dans les directions radiale et tangentielle pourrait être due à un mécanisme de production essentiellement par le gradient de la composante de

vitesse moyenne tangentielle d'une part, et le contournement de la paroi du conduit central du fluide venant de l'espace annulaire.

* la fluctuation axiale atteint son maximum de l'ordre de $1.20 \cdot 10^{+1}$ un peu plus en aval de la sortie. Cette composante est probablement produite par le gradient de la composante axiale de vitesse moyenne par rapport à la direction radiale.

* l'intensité des fluctuations dans les autres régions et dans l'espace annulaire est plutôt faible.

4.2.5 - Conclusion :

Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ appliqué pour gérer l'écoulement dans notre géométrie Nous a permis de mieux comprendre les phénomènes physiques de cet écoulement complexe au sein de l'échangeur coaxial des résultats intéressants ont été obtenus parmi lesquels on peut citer:

- Le comportement tridimensionnalité de l'écoulement.
- La décadence de la turbulence transportée par convection depuis l'entrée vers la sortie de l'échangeur coaxial.
- Les différents profils de vitesses et de pression le long de l'échangeur.
- Les contours des contraintes normales de Reynolds

4.3 - Effet des paramètres sur l'établissement d'un échangeur coaxial :

4.3.1 - Effet du changement de la température d'entrée de l'eau chaude sur la longueur et la température d'établissement:

Les données expérimentales réelles prises sont :

Température d'entrée du fluide chaud = 320.25 °k

Température d'entrée du fluide froid = 288 °k

Elles sont écrites dans le tableau en jaune et on a utilisé des valeurs autour de ces dernières (inférieures et supérieures) avec un calcul numérique au sein du logiciel fluent les résultats sont dans le tableau suivant :

Les résultats du logiciel :

Température d'entrée de l'eau chaude (°k)	Température d'entrée de l'eau Froide (°k)	longueur d'établissement (m)	Température d'établissement (°k)
295	288	0.1	291.5
300	288	0.1	293.9
310	288	0.1	299
312	288	0.1	300
315	288	0.12	301.5
318	288	0.12	303
320.2	288	0.1	304
322	288	0.09	304.5
325	288	0.09	305.5
328	288	0.09	307.5
330	288	0.1	308
333	288	0.09	310
340	288	0.11	315
343	288	0.12	316
353	288	0.09	320
360	288	0.09	323
370	288	0.09	328
372	288	0.1	329

4.3.2- Effet du changement de la température d'entrée du fluide froid sur la longueur et la température d'établissement:

Avec les mêmes données expérimentales utilisées précédemment et avec la même procédure on obtient le tableau suivant concernant cette fois ci le changement de température du fluide froid :

Les résultats du logiciel :

Température d'entrée de l'eau froide (K°)	Température d'entrée de l'eau chaude (K°)	Longueur d'établissement (m)	Température d'établissement (K°)
274	320.2	0.1	297
275	320.2	0.09	297
278	320.2	0.11	299
280	320.2	0.1	300
283	320.2	0.1	301
288	320.2	0.1	304
290	320.2	0.11	305
292	320.2	0.11	306
295	320.2	0.11	307.5
298	320.2	0.11	309.5
300	320.2	0.09	309
310	320.2	0.1	315

Les résultats sont présentés sous forme de courbes dans le tableau suivant :

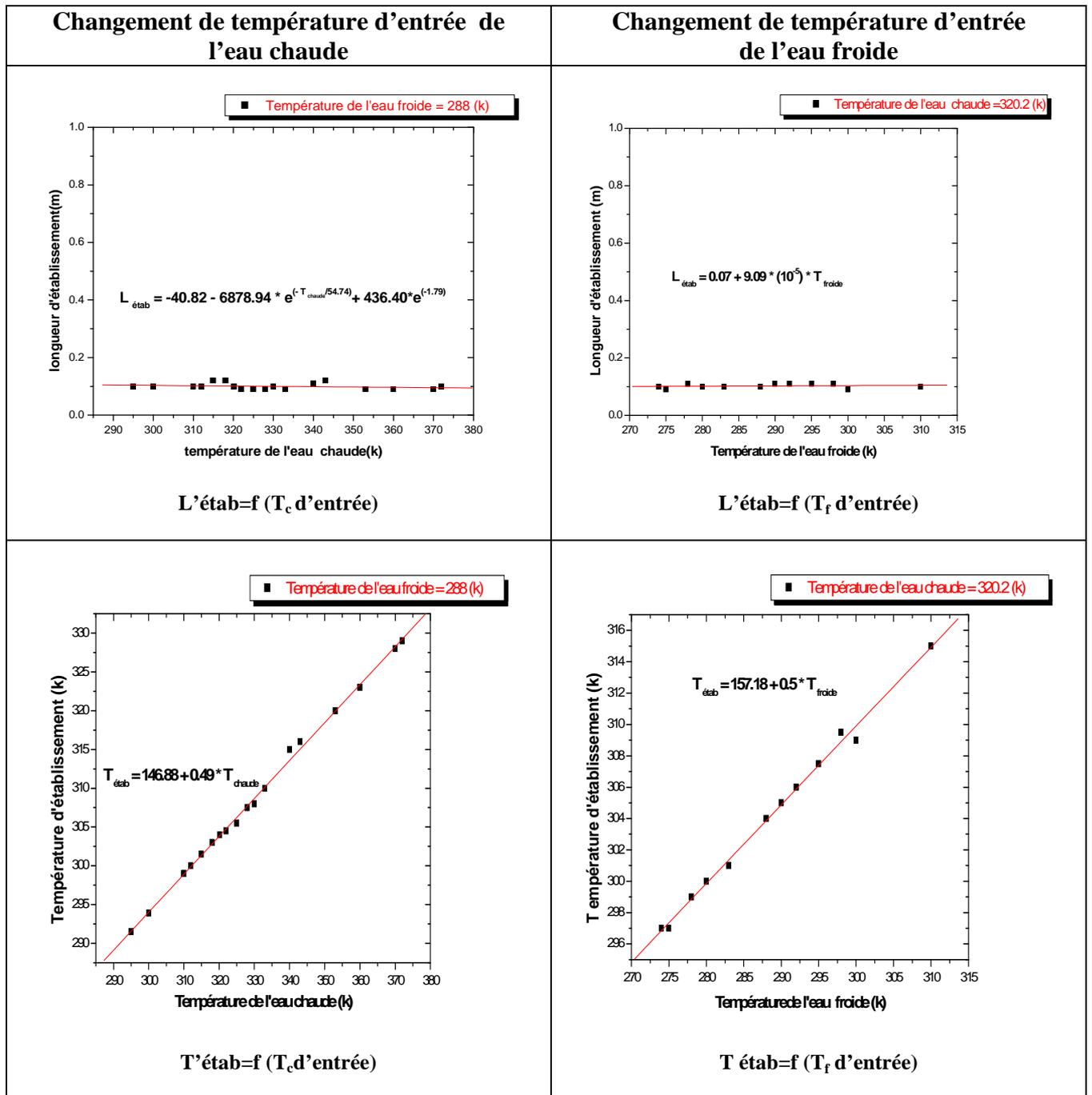


Figure (4.29) : Effet du changement de la température d'entrée du fluide froid sur la longueur et la température d'établissement.

On observe sur cette figure que : La longueur d'établissement varie légèrement avec le changement des températures d'entrée des fluides chaud et froid.

Par contre la température d'établissement varie d'une façon remarquable avec le changement des températures d'entrée des deux fluides, de telle sorte que plus leurs températures d'entrées augmentent plus la température d'établissement augmente.

Conclusion :

- Le changement des températures d'entrée des fluides chaud et froid n'a pas d'effet considérable sur la longueur d'établissement par contre il a un effet important sur la température d'établissement ; plus qu'on augmente la valeur de température d'entrée des fluides chaud et froid, la température d'établissement augmente.
- Donc pour avoir une bonne température d'établissement il ne faut pas trop augmenter les températures d'entrée des fluides chaud et froid.

4.3.3 - Etude de l'effet de changement de la vitesse du fluide chaud sur l'établissement du régime turbulent :

Les données expérimentales réelles utilisées dans cette étude sont :

Vitesse du fluide chaud = 0.3 (m/s), Vitesse du fluide froid = 0.4 (m/s) elles sont colorés en jaune dans le tableau des résultats.

Ici on a utilisé une étude numérique à l'aide du logiciel Fluent, on a pris des valeurs supérieures et inférieures à la valeur 0.3 (m/s) pour voir l'effet de ce changement sur la longueur et la température d'établissement.

Les résultats sont représentées dans le tableau suivant :

Vitesse du fluide Chaud (m/s)	Vitesse du fluide Froid (m /s)	longueur d'établissement(m)	Température d'établissement (°K)
0.02	0.4	0.07	302
0.05	0.4	0.07	301
0.1	0.4	0.09	301
0.3	0.4	0.1	304
0.4	0.4	0.1	305
0.6	0.4	0.1	307
0.8	0.4	0.11	308
1	0.4	0.15	309
2	0.4	0.13	312.5

6	0.4	0.12	316
10	0.4	0.14	317.5
12	0.4	0.14	317.5
20	0.4	0.15	318
25	0.4	0.28	317.5
30	0.4	0.37	317.5
40	0.4	0.41	317.5

A partir d'une vitesse du fluide chaud = 40 m/s le programme ne converge pas avec les dimensions de cet échangeur.

4.3.4 - Etude de l'effet de changement de la vitesse du fluide froid sur l'établissement du régime turbulent :

Avec une étude similaire à la précédente mais cette fois ci on prenant des vitesses du fluide froid autour de la valeur 0.4 (m/s) (supérieures et inférieures) on obtient les résultats suivant :

Vitesse du fluide Froid (m/s)	Vitesse du fluide chaud (m /s)	longueur d'établissement(m)	Température d'établissement (°K)
0.01	0.3	0.07	309.5
0.05	0.3	0.1	309
0.09	0.3	0.09	308
0.1	0.3	0.09	308
0.2	0.3	0.09	307
0.3	0.3	0.09	305
0.4	0.3	0.1	304
0.5	0.3	0.15	303
0.6	0.3	0.1	302
0.7	0.3	0.13	301
0.8	0.3	0.1	300
1	0.3	0.12	299
2	0.3	0.15	296
4	0.3	0.21	293
6	0.3	0.24	292.5

8	0.3	0.3	292.5
9	0.3	0.34	292.5
10	0.3	0.26	292
12	0.3	0.21	291

A partir d'une vitesse du fluide froid = 12 m/s le programme ne converge pas avec les dimensions de l'échangeur.

Les résultats sont représentés sur les courbes suivantes :

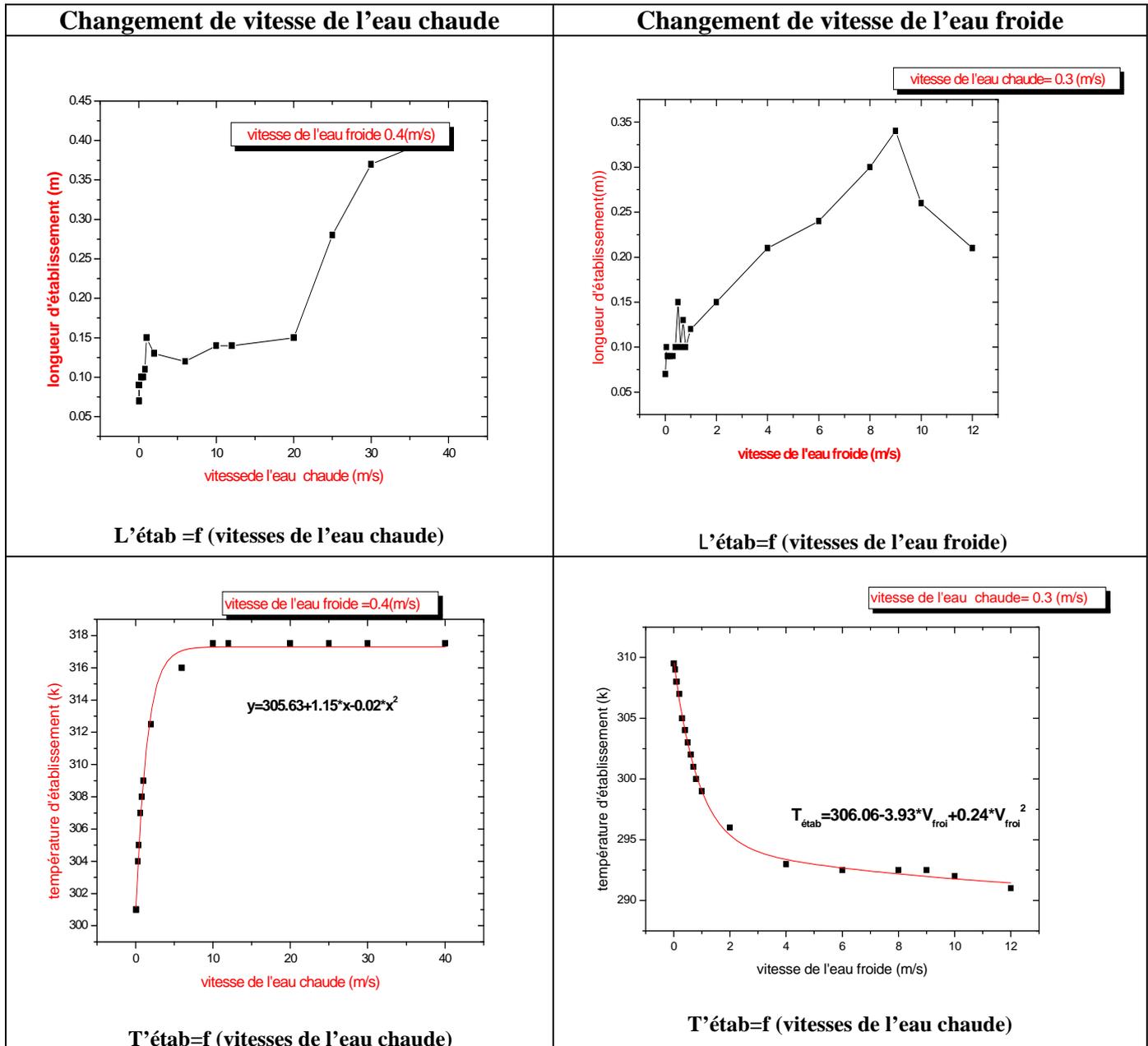


Figure (4.30): Etude de l'effet de changement du paramètre vitesse d'entrée des fluides chaud et froid sur l'établissement du régime.

Discussion des résultats :**Effet de changement de la Vitesse d'entrée du fluide chaud :**

Pour la longueur d'établissement : on remarque de la courbe que le changement est progressif, pour un intervalle de vitesse compris entre (0,02 ,0,6)(m/s) il n'y a pas de changement remarquable autrement dit pas d'effet, par contre le changement est clair dans l'intervalle de vitesse (1,12)(m/s) plus que la vitesse augmente plus que la longueur d'établissement commence à augmenter mais d'une façon moindre par rapport à celle observée dans l'intervalle (20,40)(m/s) ; dans ce dernier la longueur d'établissement augmente rapidement ,à partir d'une vitesse du fluide chaud égale à 40 (m/s); le programme de simulation ne converge plus.

Pour la température d'établissement : on remarque que plus la vitesse du fluide chaud augmente plus la température d'établissement augmente jusqu'à une valeur de vitesse égale à 20(m/s), la température d'établissement devient constante c'est à- dire il y aura plus d'effet sur la température.

Conclusion :

- Donc plus que la vitesse du fluide chaud augmente plus la longueur d'établissement augmente, le changement est presque négligeable uniquement pour le premier intervalle de vitesse où les vitesses ne changent pas beaucoup par rapport au cas expérimental réel c.à.d. c'est l'intervalle où l'échangeur fonctionne bien.
- Pour un bon fonctionnement de l'échangeur il ne faut pas dépasser un certain seuil de vitesse du fluide chaud pour avoir un établissement rapide du régime d'écoulement.
- Pour diminuer la longueur d'établissement il faut diminuer la vitesse du fluide chaud à un seuil précis ici 0.6 (m/s) (à ne pas dépasser).
- La vitesse a un effet sur la température d'établissement seulement pour l'intervalle (0.02, 20) (m/s) où la température d'établissement augmente avec l'augmentation de la vitesse, puis après 20(m/s) elle reste constante malgré le changement de vitesse.

Effet de changement de la Vitesse du fluide froid:

Pour la longueur d'établissement : on remarque de la courbe que le changement est progressif, pour un intervalle de vitesse (0.01 ,0.4) (m/s) il n'y a pas de changement remarquable autrement dit pas d'effet, par contre le changement est clair dans l'intervalle de vitesse (0.5, 9) (m/s) plus que la vitesse augmente plus que la longueur d'établissement commence à augmenter puis à partir de 10(m/s) elle commence à décroître. A partir d'une vitesse du fluide froid = 12 m/s le programme de simulation ne converge plus.

Pour la température d'établissement : on remarque que plus la vitesse augmente plus la température d'établissement diminue jusqu'à une valeur de vitesse égale à 6(m/s), la température devient constante c.à.d. Après cette vitesse pas d'effet ou effet presque légère.

Conclusion :

- plus la vitesse du fluide froid augmente plus la longueur d'établissement augmente, jusqu'à une valeur de vitesse égale à 10(m/s) où elle commence à diminuer. Donc elle a un effet inverse lorsque la vitesse froide dépasse 10(m/s).
- Pour diminuer la longueur d'établissement il faut augmenter la vitesse du fluide froid à un seuil précis ici 10(m/s) (à ne pas dépasser).
- La vitesse a un effet sur la température d'établissement seulement pour l'intervalle (0.01, 6) (m/s) où la température d'établissement diminue avec l'augmentation des vitesses, puis après 6(m/s) elle reste constante malgré le changement de vitesse.

Conclusion générale : Pour un bon fonctionnement de l'échangeur il faut faire un équilibre entre les deux vitesses des fluides chaud et froid c.-à-d. respecter un certain intervalle de vitesse à ne pas dépasser soit pour la vitesse du fluide chaud soit pour la vitesse du fluide froid pour avoir un établissement de régime rapide.

4.3.5- Etude de l'effet de changement de diamètre interne (du tube central) sur l'établissement du régime :

Les données expérimentales utilisées dans cette étude sont les suivantes: diamètre interne = 7,9 (mm), diamètre externe = 11.1 (mm) sont de couleur jaune, les résultats sont dans le tableau. Ici, nous avons utilisé une étude numérique, nous avons pris des valeurs de diamètre interne autour de la valeur 7,9(mm) (supérieures et inférieures) pour voir l'effet de ce changement sur la longueur d'établissement et la température d'établissement.

Pour le fluide eau- eau et les mêmes conditions de la température d'entrée et de la vitesse d'entrée des fluides chaud et froid en changeant le diamètre interne de l'échangeur de chaleur et en maintenant le diamètre extérieur = 11,1 mm = constant (diamètre intérieur réel = 7,9 mm)

Les résultats sont présentées dans le tableau suivant :

Dint (mm)	3.9	6	7	7.9	8.5	9	10.2	10.7	10.9
Dext (mm)	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1	11.1
L étab (mm)	70	90	100	100	190	100	450	120	/
T étab (K)	292	297	301	304	308	313.7	315.5	319	/

4.3.6 - Effet du changement du diamètre extérieur sur l'établissement du régime :

Avec une étude similaire à la précédente mais cette fois ci en variant le diamètre externe autour de la valeur de 11,1 mm, (supérieures et inférieures) nous obtenons les résultats suivants:

Échangeur de chaleur eau- eau d'un diamètre intérieur = 7,9 mm = constant et en changeant le diamètre externe : (valeurs supérieures et inférieures)

Les résultats du logiciel sont :

D ext (mm)	9	10	11.1	12	13	14	15	16	17	18
D int (mm)	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Létab (mm)	50	70	100	100	160	200	170	170	260	/
T étab(K)	313	308	304	301	299.9	298	297	295	295	/

Les résultats sont présentés dans les courbes suivantes :

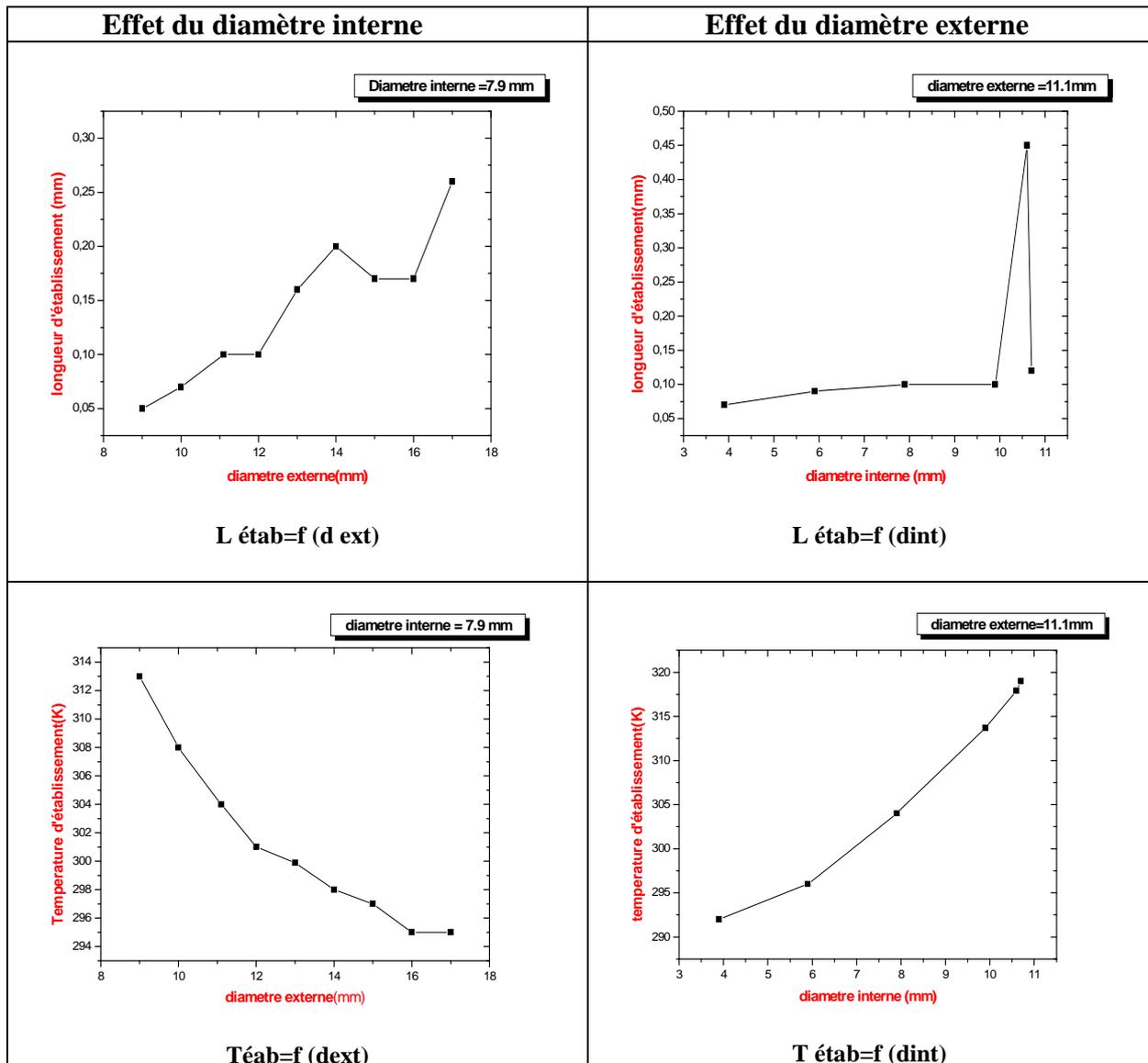


Figure (4.31): Etude de l'effet de changement du paramètre diamètre sur l'établissement du régime.

Discussion des résultats :

On observe sur cette figure:

Effet de la variation du diamètre interne :

Sur la longueur d'établissement: On note que la longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre interne, mais elle augmente progressivement pour un intervalle de diamètre (3.9, 9) mm et atteint son maximum pour un $D_{int}= 10,2$ mm, ensuite elle diminue.

Sur La température d'établissement : on note que la température d'établissement augmente d'une façon proportionnelle avec l'augmentation du diamètre interne.

Effet de la variation du diamètre externe :

Sur la longueur d'établissement: on note que la longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre externe d'une façon progressive pour un intervalle de diamètre (9,12) mm puis devient plus rapide dans l'intervalle (12,17) mm et diminue légèrement dans l'intervalle (14,15) mm puis il remonte à nouveau.

Sur La température de l'établissement : on note que la température d'établissement varie d'une façon inversement proportionnelle avec le diamètre externe.

Conclusion :

effet du diamètre interne :

Sur la longueur d'établissement: La longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre interne d'une manière progressive.

Sur la température d'établissement : la température d'établissement augmente d'une manière proportionnelle avec le diamètre interne.

Effet du diamètre externe :

Sur la longueur d'établissement: La longueur d'établissement augmente avec l'augmentation du diamètre externe d'une manière progressive.

Sur la température d'établissement: la température d'établissement varie d'une manière inversement proportionnelle avec le diamètre externe.

Conclusion générale : Une bonne longueur d'établissement et température d'établissement, nécessite un équilibre entre le diamètre interne et le diamètre externe bien précisément nous proposons d'étudier le rapport D_{in} / D_{ext} pour chaque échangeur de chaleur tubulaire coaxial.

Conclusion générale

Dans le présent travail, on a réalisé une étude expérimentale et une simulation numérique d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'eau dans un échangeur coaxial.

Le dispositif expérimental, monté au département de chimie industrielle de l'université de Constantine³, qui se compose d'un échangeur coaxial avec alimentation électrique et alimentation en eau à l'aide d'un robinet **Bond d'essai : échangeurs thermiques eau/eau en écoulement turbulent H 951**. Celui-ci est du type à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau de refroidissement coule dans l'espace annulaire.

L'échangeur de chaleur a été divisé en trois sections égales afin de permettre l'examen des températures du courant intermédiaire. Des thermocouples captent les températures du courant aux quatre stations et les températures du mur à l'entrée et à la sortie. L'échangeur de chaleur eau/eau en écoulement turbulent. H 951, a été conçu pour obtenir des résultats quantitatifs concernant les coefficients de transferts thermiques de surface et globaux d'un échangeur à tubes concentriques en écoulement turbulent. Cet appareil compact, destiné à être installé sur une table permet d'établir, entre autres, la relation entre le nombre de Nusselt, Reynolds et Prandtl et la comparaison des résultats en écoulement parallèle ou à contre-courant.

Dans la partie de simulation numérique, on a utilisé le modèle mathématique $k-\varepsilon$ à l'aide des volumes finis au sein du logiciel Fluent. Afin de mieux comprendre le comportement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial qui est largement employé industriellement.

Les résultats obtenus dans cette étude de l'eau en écoulement turbulent par les volets d'études expérimentale et numérique sont en bonne concordance, et correspondent aux résultats donnés par la littérature (jean CASTAING-LASVIGNOTTES).

On a trouvé que l'échangeur coaxial compact turbulent possède une bonne configuration puisque il donne une puissance d'échange importante pour des surfaces d'échange trop petite.

Des phénomènes d'écoulement intéressants ont été observés. On peut citer par exemple :

L'évolution de la température le long de l'échangeur jusqu'à l'établissement.

L'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur l'établissement de l'écoulement turbulent.

L'effet de la turbulence sur l'écoulement et sa décadence le long de l'échangeur de l'entrée vers la sortie.

La nature tridimensionnelle de l'écoulement est plus prononcée dans la région d'entrée de l'échangeur.

La forte pression captée près de la paroi à l'entrée de l'échangeur explique le flux maximum de l'écoulement dans cette zone.

Les profils de vitesses axiale et tangentielle et radiale dans ce type d'échangeur.

Expérimentalement, l'amélioration du coefficient d'échange de chaleur est possible par la variation des différents paramètres tels que la vitesse du fluide chaud circulant dans le tube central et la température d'entrée de l'eau.

En comparant les profils de température pour les deux modes d'écoulement co-courant et contre courant ce dernier s'avère le mieux adapté.

En conclusion, vu le besoin de l'utilisation des échangeurs coaxiaux comme échangeurs thermiques dans plusieurs domaines industriels, la contribution scientifique de notre travail consiste à une meilleure compréhension du comportement de l'écoulement turbulent dans ce type d'échangeur.

Quelques perspectives :

- Étude de l'échangeur triple tube en écoulement turbulent.
- étude de l'échangeur coaxial en prenant en considération la conduction.

BIBLIOGRAPHIE

Références bibliographiques :

- [1] J. Padet, Echangeurs thermiques, Editions MASSON, (1994).
- [2] Y. Jannot, P. Meukarm, Simplified estimation method for determination of thermal Effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip, measurement science and Technology, vol.15, pp.1932-1938, (2004).
- [3] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil, Technologie des échangeurs thermiques, éditions Techniques de l'Ingénieur, (1988).
- [4] J. Crabol, Transferts de chaleur (Tome 2), éditions Masson, (1990).
- [5] P. Tobaly, Echangeurs de chaleur IUT de S. Denis Licence Professionnelle Module Ingénierie des systèmes multi techniques, 14 mars, (2002).
- [6] S. Petitot, Etude numérique du champ de vitesse dans un échangeur à vortex, comptes rendus mécanique volume 330, n°11 pages 749-756 novembre (2002).
- [7] J. Castaing , F. STrub, C. Peuvrel, J. Bedecarrats , Optimisation des conditions de fonctionnement des échangeurs a coulis de glace par l'analyse exergetique, Université de Pau des pays de l'Adour (UPPA) Laboratoire thermique, énergétique et procédés (La TEP) BP1155-64013Pau, Nancy- France, COFRET 04,22-24 avril , (2004).
- [8] A. Duinea, modélisation mathématique du fonctionnement d'un échangeur de chaleur, annales of the university of Craiova , electrical engineering series,N° 32, , ISSN 1842 -4805 année (2008).
- [9] J. Castaing Lasvinottes, M. Moussa, J. Marie perrier cornet, échangeur tubulaire et échangeur à surface raclée, (2002).
- [10] K. Talbi, A. Donnot, Z. Nemouchi et M.O. Rigo , étude expérimentale par LDA d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'air dans un cyclone, européen journal mechanical and environmental engineering, Vol 48, N°4, Décembre , (2003).
- [11] M. Elouardi, étude du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysique dans un échangeur à tube et calandre à contre courant, revue des énergies renouvelables Vol N° 2 (2011)313 -328) , 20 juin (2011) .
- [12] M. Legay ,N,Gondrexon, S .Leperson, A.Bontemps , P.Boldo, échangeur de chaleur exposés à des vibrations ultrasoniques, Atelier thermo-hydraulique du MSFR, 15 juin (2010).
- [13] N.tomas , D.Verdier , étude d'un échangeur avec consol, université de perpignan Via Domitia Decembre (2010).

- [14] Timothy J. Rennie, Vijaya G.S. Raghavan, Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 45 1158–1165. Canada, (2006).
- [15] R.P. Stein, the Graetz Problem in Concurrent Flow Double Pipe Heat Exchangers, *Chem, Engng. Prog.Symp. Se, N°59*, pp. 78-87, (1965).
- [16] R.J. Nunge and W.N. Gill, an Analytical Study of Laminar Concurrent Flow Double Pipe Heat Exchanger, *A. I. Ch .E Journal*, Vol 12, N°2, pp. 279-289, (1966).
- [17] R.J. Nunge, E.W. Porta and W.N. Gill, Axial conduction in the fluid Streams of Multi stream Heat Exchanger, *Chem. Engng. Prog. Symp. Ser, N°77*, Vol. 63, pp. 80-91, (1967).
- [18] R.J. Nunge and W.N. Gill, Analysis of Heat or Mass Transfer in some Counter-current Flows , *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 873-886, (1965).
- [19] A.H. Taki, A Numerical Study in the Entrance Region or Laminar Co-current and Counter-current Flow Double Pipe Heat Exchanger , Thesis University de Salford, (1988).
- [20] A. Harhad, H. Bentrard and F. Bencheikh, Etude de la Convection Forcée dans la Zone d'Entrée des Echangeurs de Chaleur à Courants Parallèles et à Courants Inversés, *Actes des Journée Internationales de Thermique*, Vol. 1, pp. 137-146, Marseille, (1997).
- [21] A. Harhad, L. Mansouri et F. Bencheikh, Influence des Paramètres Physiques des Fluides et de la Conduction Bidimensionnelle dans la Paroi sur les Performances des Echangeurs de Chaleur, *Actes des 9^{èmes} Journées Internationales de la Thermique*, Thème 2, pp. 26- 35, Bruxelles, (1999).
- [22] F. Bencheikh, Etude Numérique de la Zone d'Entrée d'un Echangeur de Chaleur à double Tubes en Configurations Courants Parallèles et Courants Inversés , Effet de la Diffusion Axiale, Mémoire de Magister, Université de Blida, (1999).
- [23] F. Bencheikh , Etude du Transfert Thermique dans la Zone d'Entrée d'un Echangeur de Chaleur à Double Tubes Concentriques Harhad Institut de Mécanique, Université de Blida, B.P. 270, Blida, Algérie *Rev. Energ. Ren. Chem*17-2317 année, (2000).
- [24] J. Castaing Lasvignottes, Prise en compte des régimes variables associés aux échangeurs thermiques : Modélisation, analyse énergétique et entropique, Université de Pau des pays de l'Adour (UPPA) Laboratoire thermique, énergétique et procédés (La TEP) BP1155-64013Pau, Nancy- France, COFRET 04,22-24 avril , (2004).
- [25] Z. NEMOUCHI, Numerical study of turbulent thinshear flow 1^{ère} rencontre Maghrébine sur la mécanique, C.V Bel-Abbés, 10-12 Nov, (1992).
- [26] K. ZIDANI, étude Numérique des écoulements bidimensionnels elliptiques et tridimensionnels paraboliques, thèse de magister, I.G.M, université de Constantine, (1992).

- [27] F. GACI, T. MESGHOUNI, étude des couches limites bidimensionnelles laminaires et turbulentes Application du modèle de Turbulence $k-\varepsilon$ P.F.E, I.G.M, université de Constantine, (1991).
- [28] R. COMOLET, Mécanique des fluides expérimentaux, E.D. Masson, Tome II, (1976).
- [29] M. Burty, contribution à l'étude du brassage pneumatique de métaux liquides en poche de traitement et des transferts métal-laitier, Thèse de Doctorat, institut national polytechnique de GRENOBLE, (1989).
- [30] M. LJUBOJA, W. RODI, Calculation of Turbulent Wall Jets with an Algebraic Reynolds Stress Model .pp 350-356,(1990).
- [31] P. Reboux, mécanique des fluides écoulements industriels, école nationale supérieure des mines de paris, tome II, (1982).
- [32] Ph. Marty, cours de transferts thermiques conduction et rayonnement de génie des systèmes industriels 1^{ère} année université Joseph Fourier, Grenoble version 6 septembre, (2001).
- [33] H. Hofmannlt, phénomènes de transfert de chaleur et de masse, matériaux 4^{ième} semestre laboratoire de technologie des poudres, école polytechnique fédérale de Lausanne, (2002).
- [34] J. Huetz, Notions de Transfert thermique par Convection, A 1 540, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, (1990).
- [35] J. Huetz, Transferts de chaleur associés à l'ébullition ou à la condensation des corps purs sur des parois A 1 550, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, (1990).
- [36] R. Marchal, Transmission de chaleur par convection dans les tubes, Collections de l'anrt Eyrolles, (1974).
- [37] J. Gosse, Guide thermique, Dunod, (1981).
- [38] J. Huetz, Transmission de la chaleur A 1 550, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique, (1990).
- [39] H. John, Linhard , convection heat transfer text book third edition version 1.23 dated January, (2005).
- [40] F. Dewittd, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, (1989).
- [41] J. Petit, transfert de chaleur et de masse, cours de l'école centrale de Paris, (2004).
- [42] M. Marient, cours de convection Thermique, paris, (2003).
- [43] B. Eyglunent , Manuel de thermique, Hermès , (2000).
- [44] R. Bessaih , Transfert de chaleur et de matière, publication de l'université Mentouri Constantine ,(1994).

- [45] S.V. Patankar , numerical heat transfer in fluid flow , Press Roman , Sparrow editors, (1980).
- [46] Y. Jannot, Transferts thermiques 2^{ème} année Ecole des Mines Nancy, (2009).
- [47] A. Bouvenot, Transferts de chaleur, Masson, (1980).
- [48] L. A. Bromley, Heat transfer in stable film boiling, Trans. ASME, vol. 80, p.711, (1950).
- [49] B. Eyglunent, Manuel de thermique, Théorie et pratique, Hermès Science, (2000).
- [50] C. Gobbe, S. Iserna, B. Ladevie, Hot strip method application to thermal characterization of orthotropic media, International Journal of Thermal Sciences, vol. 23, n°10, pp. 951-958, (2004).
- [51] A. Philipon, Echanges thermiques, Ecole d'Ingénieurs de l'Équipement Rural, Ouagadougou, (1988).
- [52] J. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Technique et documentation, Lavoisier, (1989).
- [53] J. Taine, P. Petit, Transferts thermiques, cours et données de base, Dunod , (1995).
- [54] A. Bejan , convection Heat Transfer, Wiley, New York, (1993).
- [55] G. Burn, développement et application d'une méthode d'élément finis pour le calcul des écoulements turbulent fortement échauffés, thèse de doctorat, école centrale de Lyon, (1988).
- [56] D. Gould, in an axisymmetric sudden expansion, American institute of aeronautics North Carolina university, A.I.A.A .journal pp 276-273, (1990).
- [57] R. Smih, on the finite-element calculation of turbulent flow using $(k - \varepsilon)$ model, Int.journal for numerical methods in fluid, vol.4, pp.303-319, (1984).
- [58] W. Rodi, example of turbulent models for incompressible flows, A.I.A.A, journal, vol 20, n°7, (1981).
- [59] K. Talbi, étude expérimentale par LDA et simulation numérique d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'air dans un cyclone, thèse de doctorat d'état en génie mécanique université Mentouri Constantine, (2004).

ANNEXES

Propriétés thermiques de l'eau.

Masse volumique ($kg.m^{-3}$)

$$\rho_e = aT^4 + bT^3 + cT^2 + dT + e$$

$$a = -0.48792680 \times 10^{-7}$$

$$b = 0.27819864 \times 10^{-4}$$

$$c = -0.7525276 \times 10^{-2} \quad 0.01^\circ c < T < 350^\circ c$$

$$d = 0.111546$$

$$e = 999.085$$

Chaleur massique ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)

$$cp_e = aT^3 + bT^2 + cT + d$$

$$a = 0.749972 \times 10^{-4}$$

$$b = -0.943717 \times 10^{-2} \quad 0.01^\circ c < T < 270^\circ c$$

$$c = 0.448761$$

$$d = 4186.74$$

Viscosité dynamique ($pa.s$)

$$\mu_e = 10^{(aT^3 + bT^2 + cT + d)}$$

$$a = -0.34612 \times 10^{-6}$$

$$b = 0.95970 \times 10^{-4} \quad 0.01^\circ c < T < 100^\circ c$$

$$c = -1.4188 \times 10^{-2}$$

$$d = -2.749892$$

Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

$$k_e = aT^2 + bT + c$$

$$a = -7.85700 \times 10^{-6}$$

$$0.01^\circ c < T < 130^\circ c$$

$$b = 1.88857 \times 10^{-3}$$

$$c = 0.569$$

Propriétés physiques de l'eau:

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

Corrélation entre 0 et 100°C**(T: température en °C, T température en K)****Pour l'eau:**

- $\rho = -0,00380T^2 - 0,0505T + 1002,6$ Kgm^{-3}
 $r^2 = 0,9982$
- $c_p = 4180$ $JKg^{-1}°C^{-1}$
- $\lambda = -9,87 \cdot 10^{-6}T^2 + 2,238 \cdot 10^{-3}T + 0,5536$ $Wm^{-1}°C^{-1}$
 $r^2 = 0,9987$
- $\mu = 10^{-4}(0,00200T^2 - 0,3389T + 17,199)$ PaS
 $r^2 = 0,9815$
- $\alpha = 10^{-7}(0,00360T + 1,340)$ m^2S^{-1}
 $r^2 = 0,9734$
- $Pr = 1,577 \cdot 10^{-3}T^2 - 0,261T + 12,501$
 $r^2 = 0,9796$

- $\frac{g\beta\rho^2 cp}{\mu\lambda} = (0,0105T^2 + 0,477T - 0,0363)10^9 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}\text{m}^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}\text{m}^{-3}$
 $r^2 = 0,9992$
- $\log_{10} [\rho_{sat}(T)] = 20,3182 - \frac{2795}{T} - 3,868 \log_{10}(T) \text{ mmHg}$
 $-50^\circ\text{C} < T < 200^\circ\text{C}$
- $L_v = 2495 - 2,346T \text{ KJ.Kg}^{-1}$
 $0^\circ\text{C} < T < 100^\circ\text{C}$

Corrélations utilisées pour déterminer les coefficients d'échanges par convection

Nombre de Reynolds

$$Re_D = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu}, \text{ cas du cylindre}$$

$$Re_L = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho VL}{\mu}, \text{ cas de la plaque}$$

V	vitesse	[m.s ⁻¹]
D, L	diamètre, longueur caractéristique	[m]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
ν	viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
μ	viscosité dynamique	[kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
RQ : μ = νρ		

Nombre de Nusselt

$$Nu_D = \frac{hD}{k}, \text{ cas du cylindre}$$

$$Nu_L = \frac{hL}{k}, \text{ cas de la plaque}$$

D, L	diamètre, longueur caractéristique	[m]
h	coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k	conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\rho C_p \nu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

C _p	capacité calorifique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
k	conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	viscosité dynamique	[kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
ν	viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
α	diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]

Plaque plane, flux laminaire externe 0.6 < Pr < 50

$$Nu_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$$

Cylindre, flux externe, conditions moyennes Pr > 0.7, 0.4 < Re_D < 4.10⁵

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$$

Re _D	C	m
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
40000 - 400000	0.027	0.805

Cylindre, flux laminaire interne Pr > 0.6

$$Nu_D = 4.36 \text{ flux de chaleur uniforme}$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ température de surface uniforme}$$

Cylindre, flux turbulent interne 0.6 < Pr < 160, Re_D > 10000

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$$

$n = 0.4$ lorsque la température de surface est $>$ à la température du fluide (**chauffage**)

$n = 0.3$ lorsque la température de surface est $<$ à la température du fluide (**refroidissement**)

RQ: les deux mêmes précédentes corrélations concernant les flux internes dans des cylindres s'utilisent aussi dans le cas d'autres géométries en faisant intervenir la notion de diamètre hydraulique D_h défini par :

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

D_h	diamètre hydraulique	[m]
A_c	section de passage	[m ²]
P	périmètre mouillé	[m]

Corrélations utilisées pour déterminer l'efficacité de l'échangeur par la méthode NUT

Co-courant

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_r)}}{1 + C_r}$$

Contre-courant

$$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$$

Une passe de calandre - multiple de 2 passes de tubes

$$E = \frac{2}{1 + C_r + \sqrt{1 + C_r^2} * \frac{1 + e^{-NUT\sqrt{1+C_r^2}}}{1 - e^{-NUT\sqrt{1+C_r^2}}}}$$

Courants croisés - aucun fluide n'est mixé

$$E = 1 - e^{\frac{1}{C_r} NUT^{0.22} (e^{-C_r NUT^{0.78}} - 1)}$$

Courants croisés - seul le fluide à C_{\min} est mixé

$$E = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} (1 - e^{-C_r NUT})}$$

Courants croisés - seul le fluide à C_{\max} est mixé

$$E = \frac{1}{C_r} (1 - e^{-C_r (1 - e^{-NUT})})$$

Corrélations utilisées pour déterminer le facteur correctif F dans la méthode DTLM

Rappels

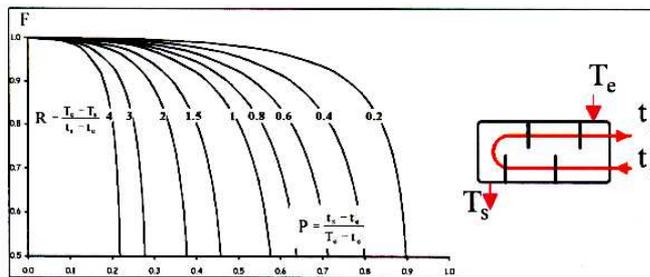
Ces corrélations utilisent les nombres adimensionnels suivants :

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e}$$

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - T_s}$$

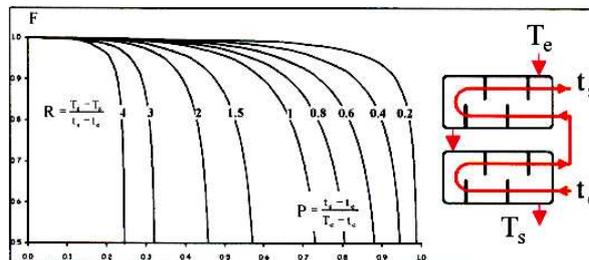
où T fait référence au fluide chaud et t au fluide froid, e et s représentant respectivement l'entrée et la sortie de l'échangeur.

Une passe de calandre - multiple de 2 passes de tubes



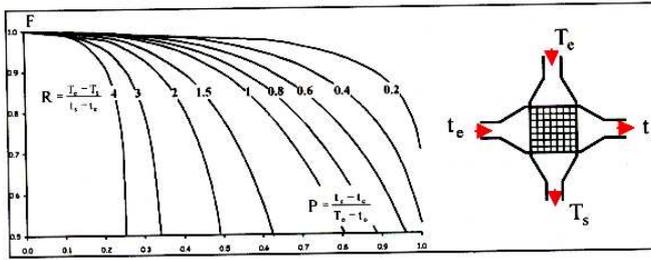
$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \log_{10} \frac{1 - P}{1 - RP}}{\log_{10} \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}}$$

Deux passes de calandre - multiple de 2 passes de tubes



$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \log_{10} \frac{1 - P}{1 - RP}}{\log_{10} \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} \sqrt{(1 - P)(1 - PR)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} \sqrt{(1 - P)(1 - PR)} - \sqrt{R^2 + 1}}}$$

Courants croisés - aucun fluide n'est mélangé



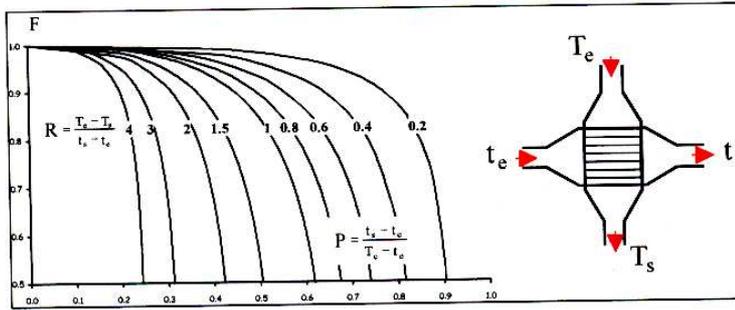
$$r = \sum_{u=0}^{\infty} \sum_{v=0}^{\infty} (-1)^{u+v} \frac{(u+v)!}{u!(u+1)!v!(v+1)!} \left(\frac{p}{r}\right)^u \left(\frac{q}{r}\right)^v$$

avec :

$$q=P, p=q.R, F = \frac{r}{r_0}$$

$$r_0 = \frac{p-q}{\log_e \frac{1-q}{1-p}}$$

Courants croisés - un seul fluide est mélangé

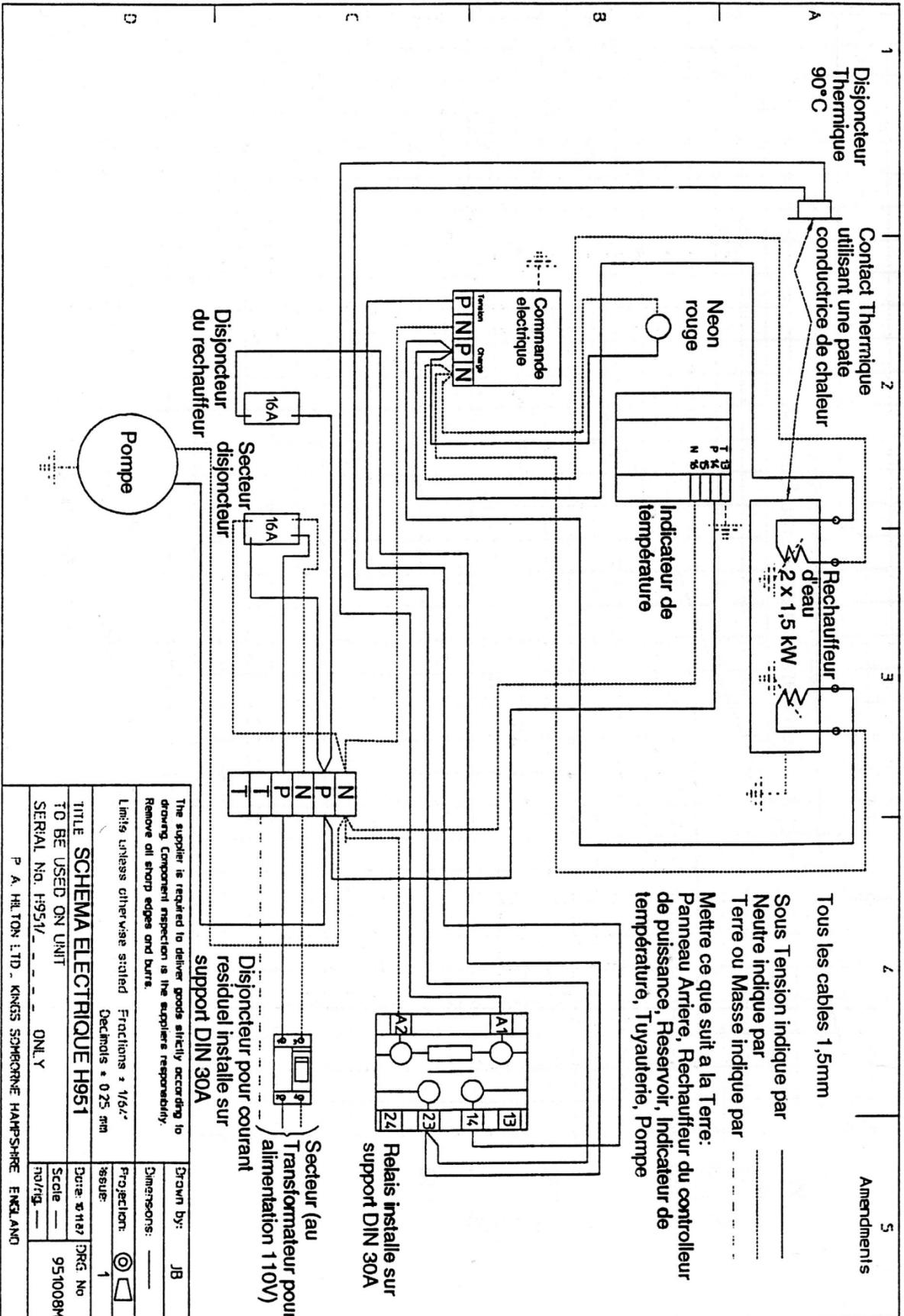


$$r = \frac{q}{\log_e \frac{1}{1 - \frac{q}{p} \log_e \frac{1}{1-p}}}$$

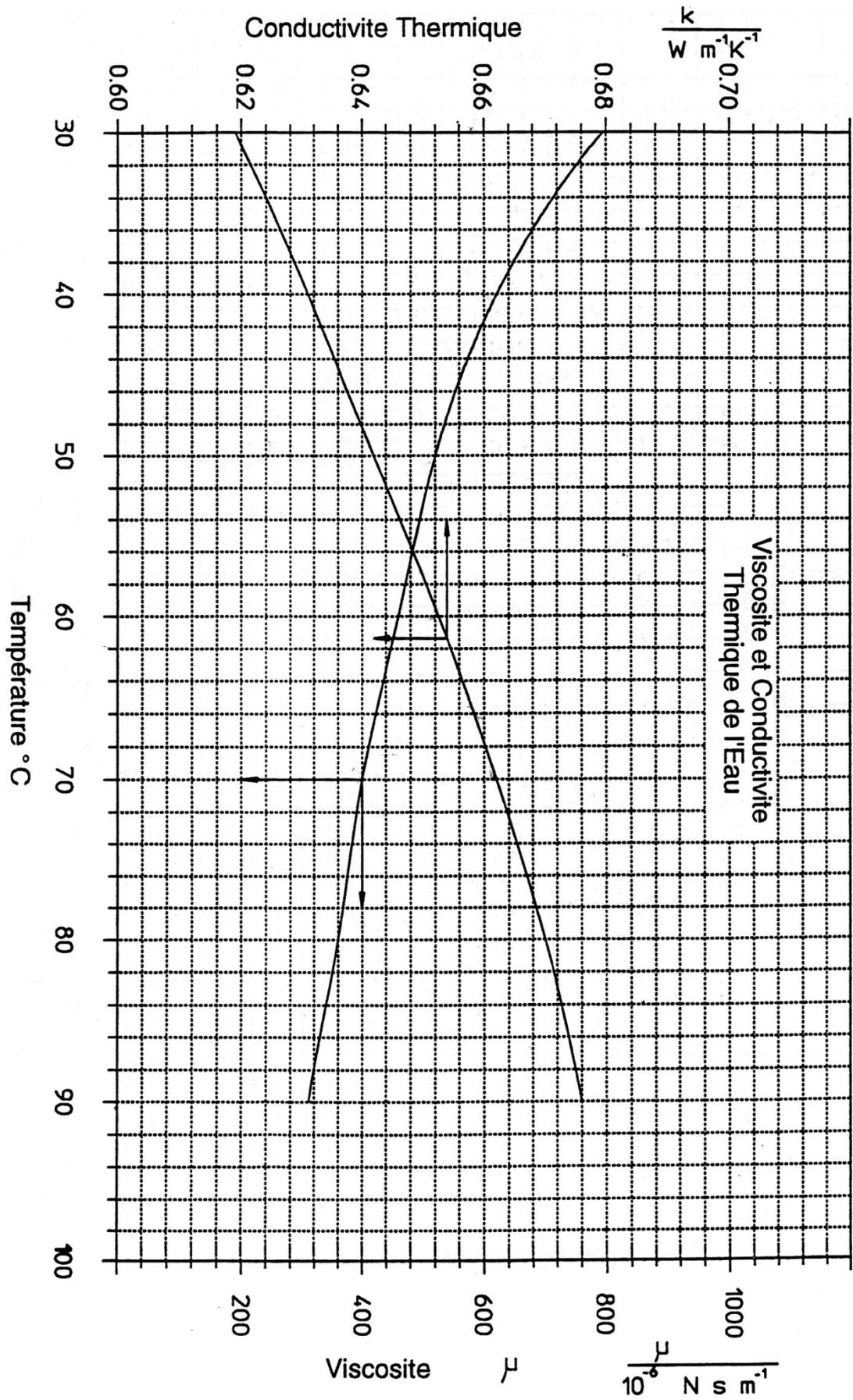
avec :

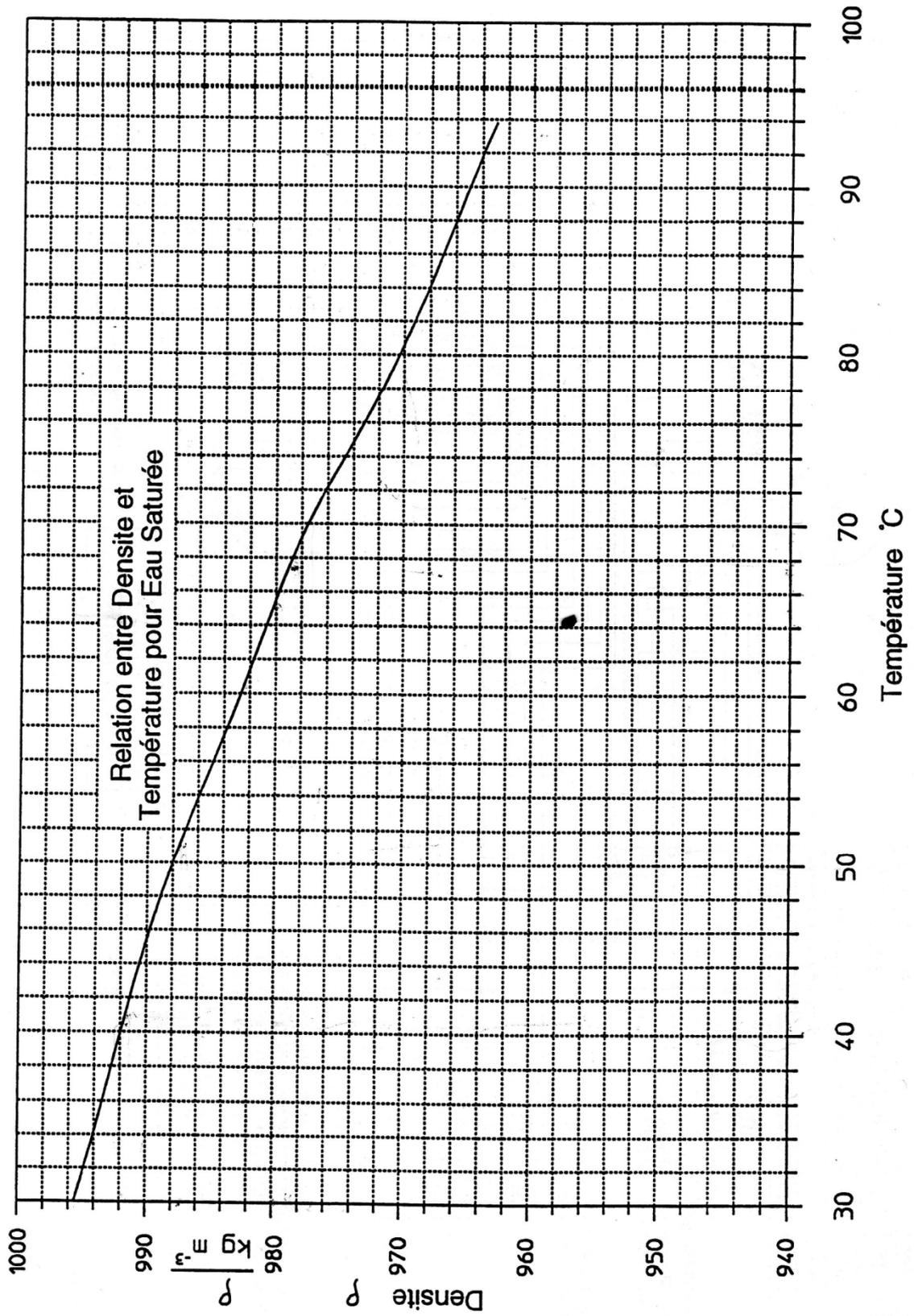
$$q=P, p=q.R, F = \frac{r}{r_0}$$

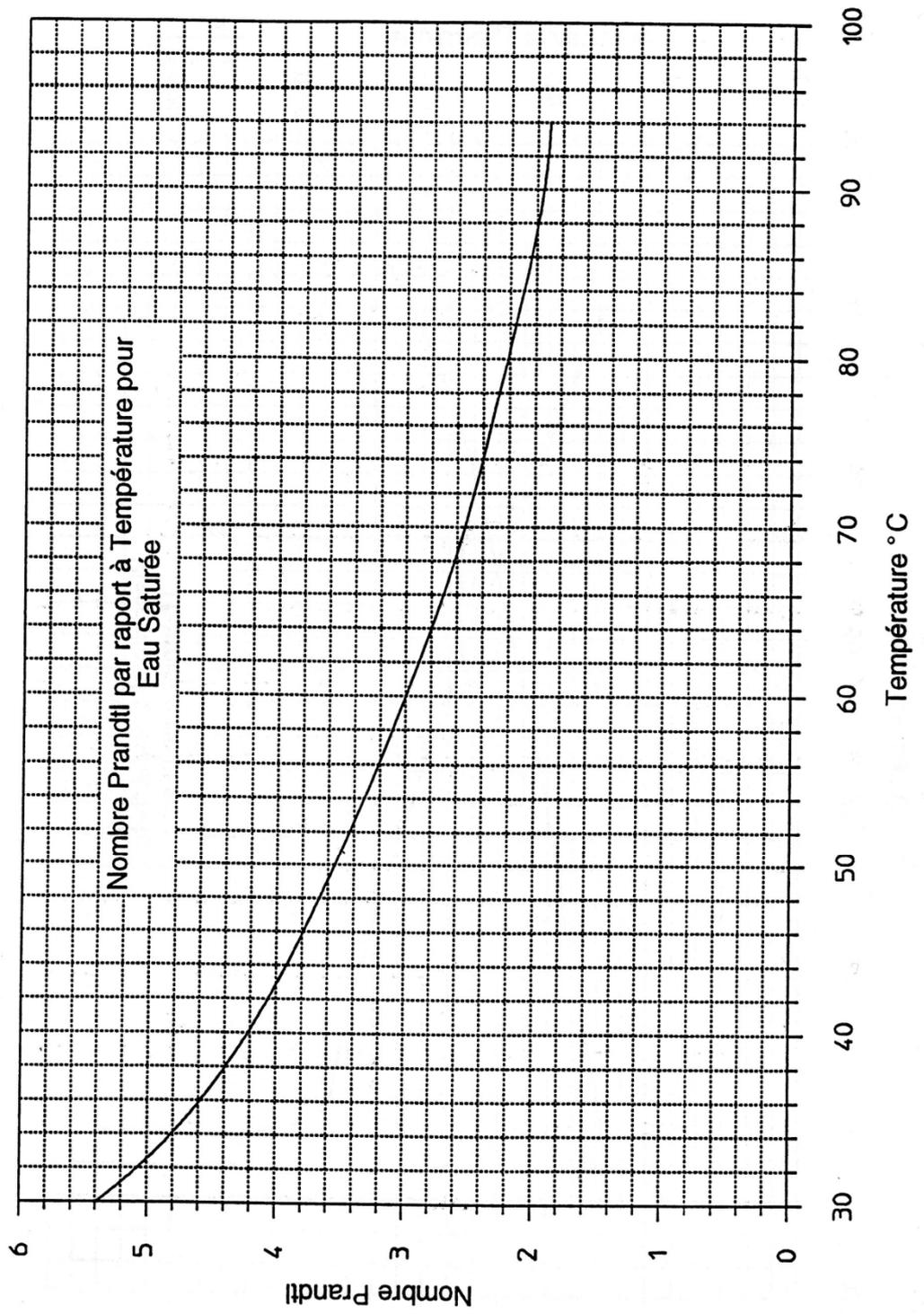
$$r_0 = \frac{p-q}{\log_e \frac{1-q}{1-p}}$$

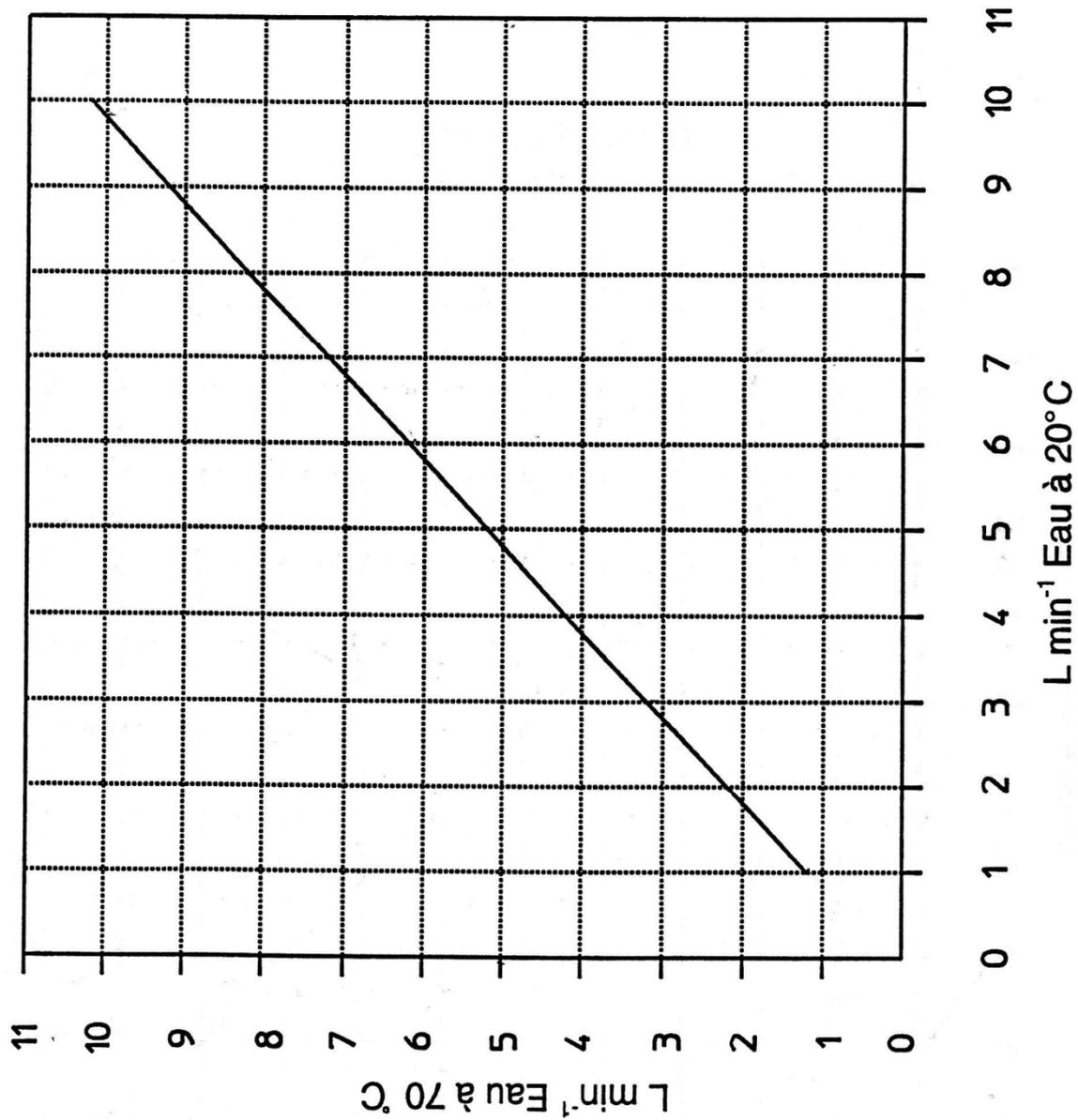


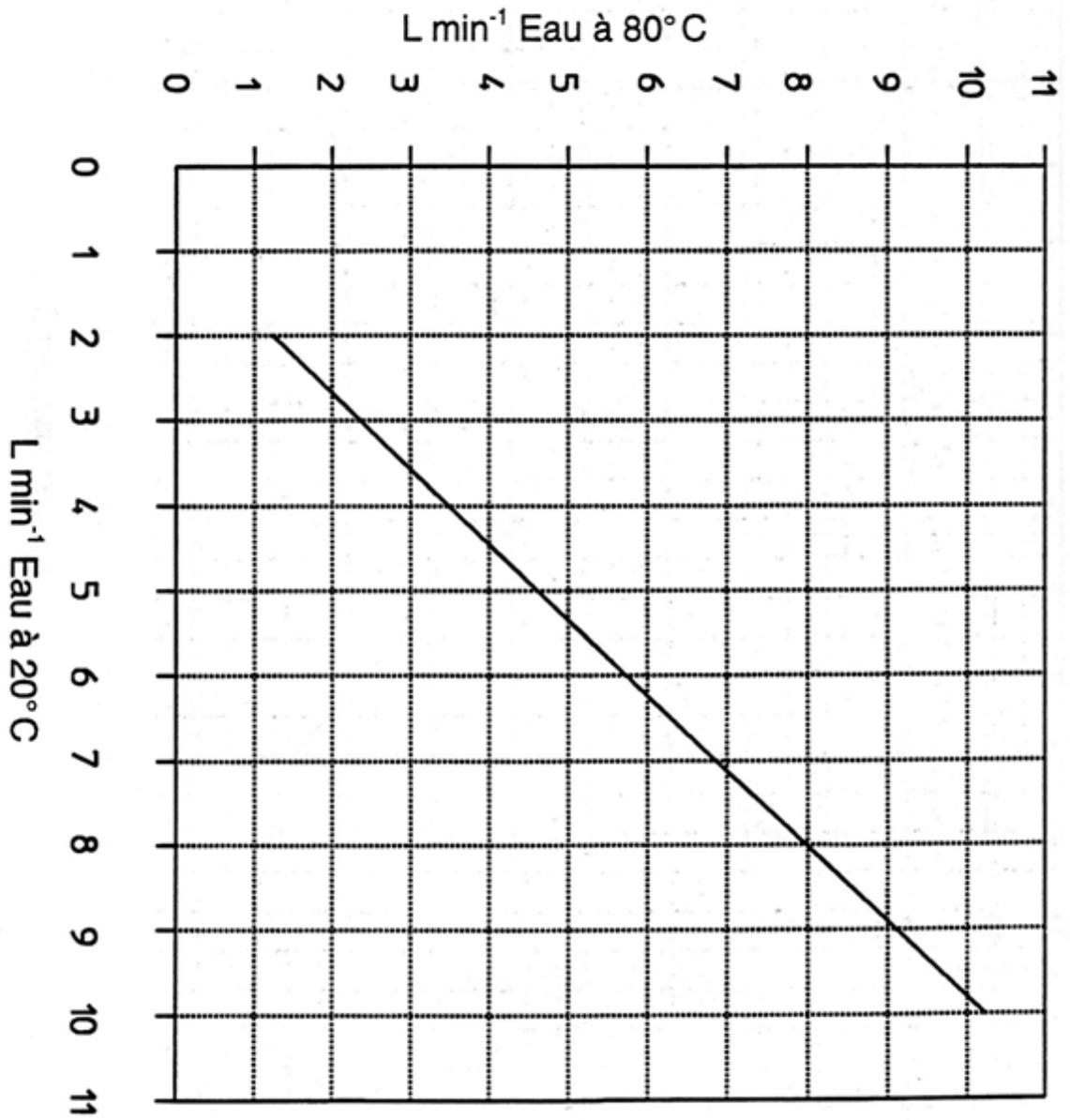
The supplier is required to deliver goods strictly according to drawing. Component inspection is the suppliers responsibility. Remove all sharp edges and burrs.		Drawn by: JB
Limits unless otherwise stated Fractions * 1/64"		Dimensions: —
Decimals * 0.25 mm		Projection: 1
TITLE SCHEMA ELECTRIQUE H951		Date: 30/11/87
TO BE USED ON UNIT		Scale: —
SERIAL No. H951/ — — — — — ONLY		DRG No 951008M
P. A. HILTON LTD., KINGS SCHMIDTKE HAMPSHIRE ENGLAND		

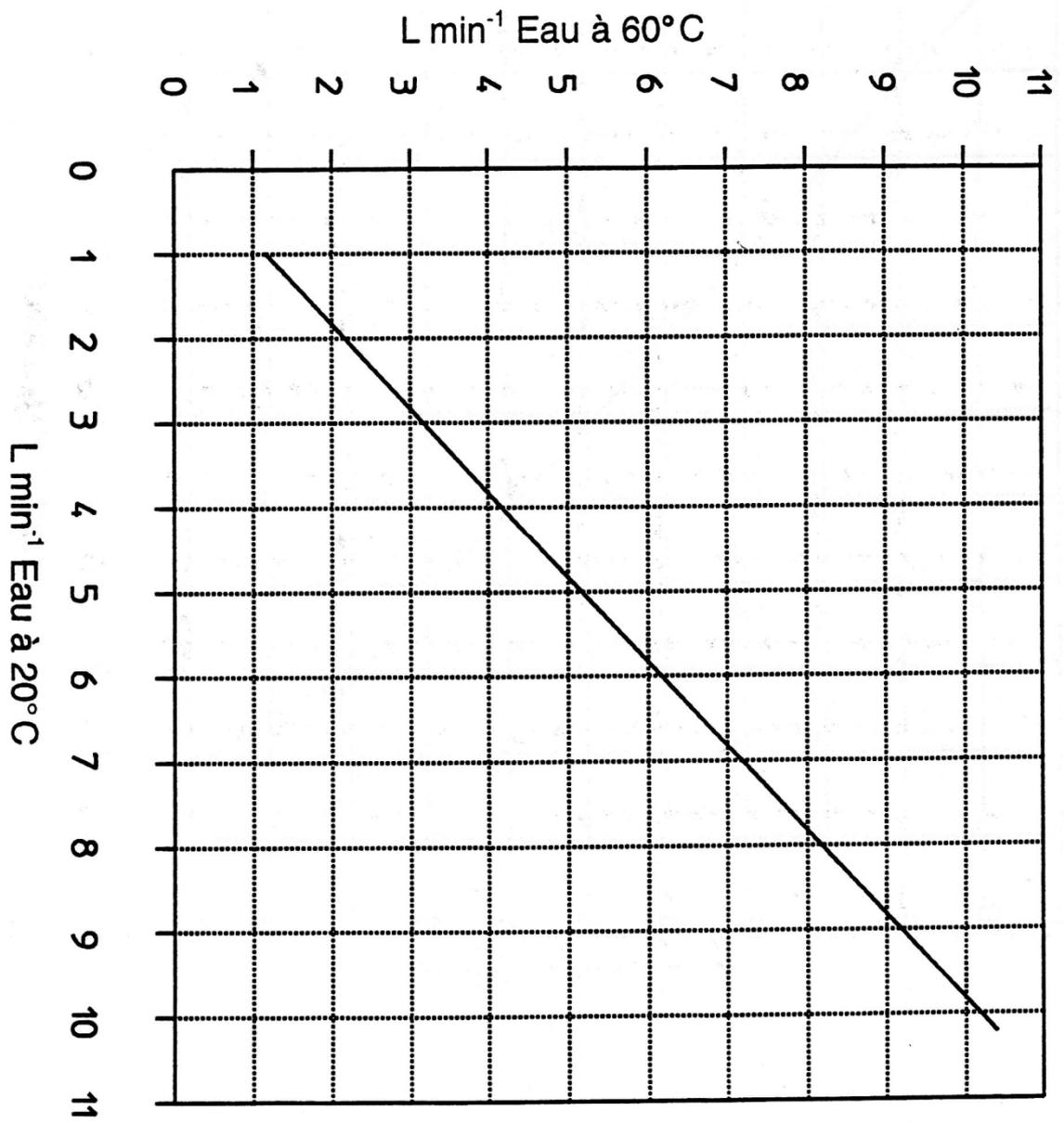


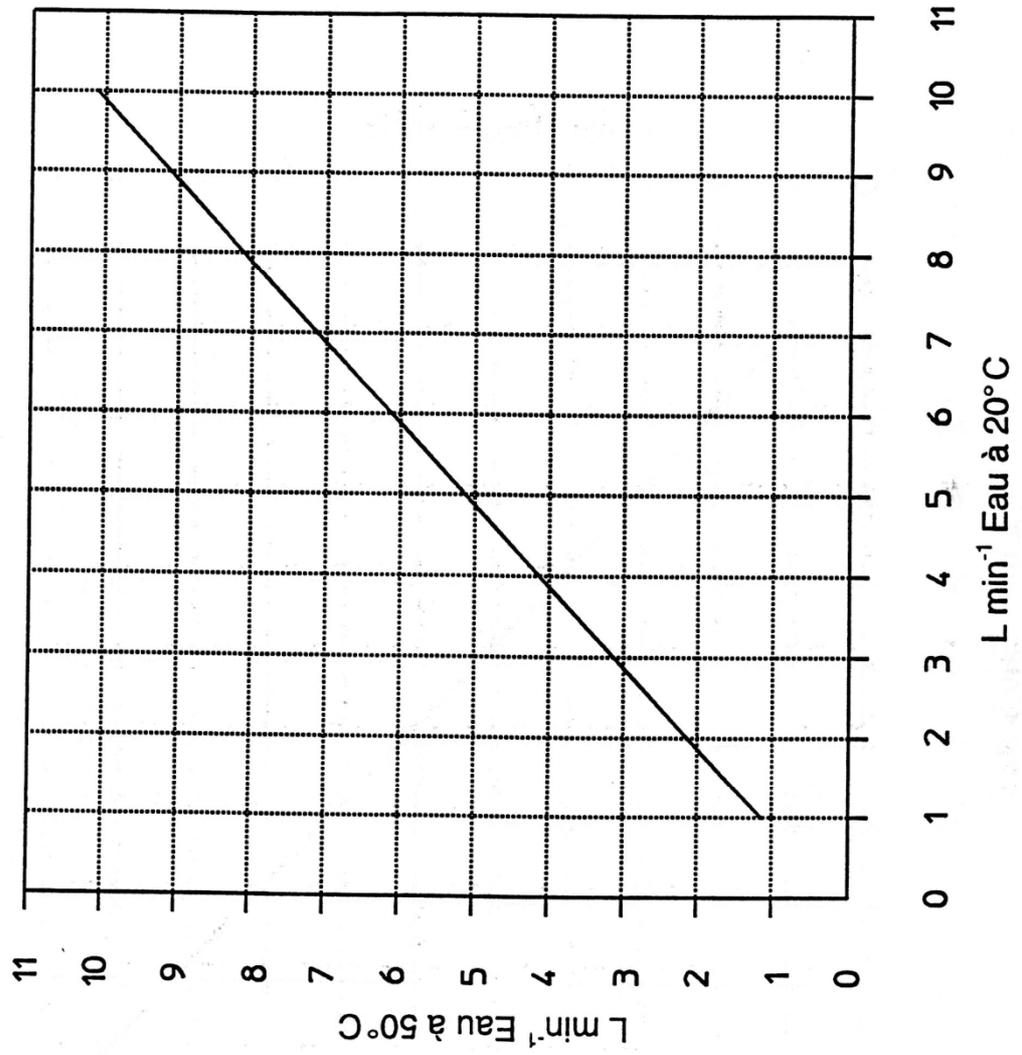


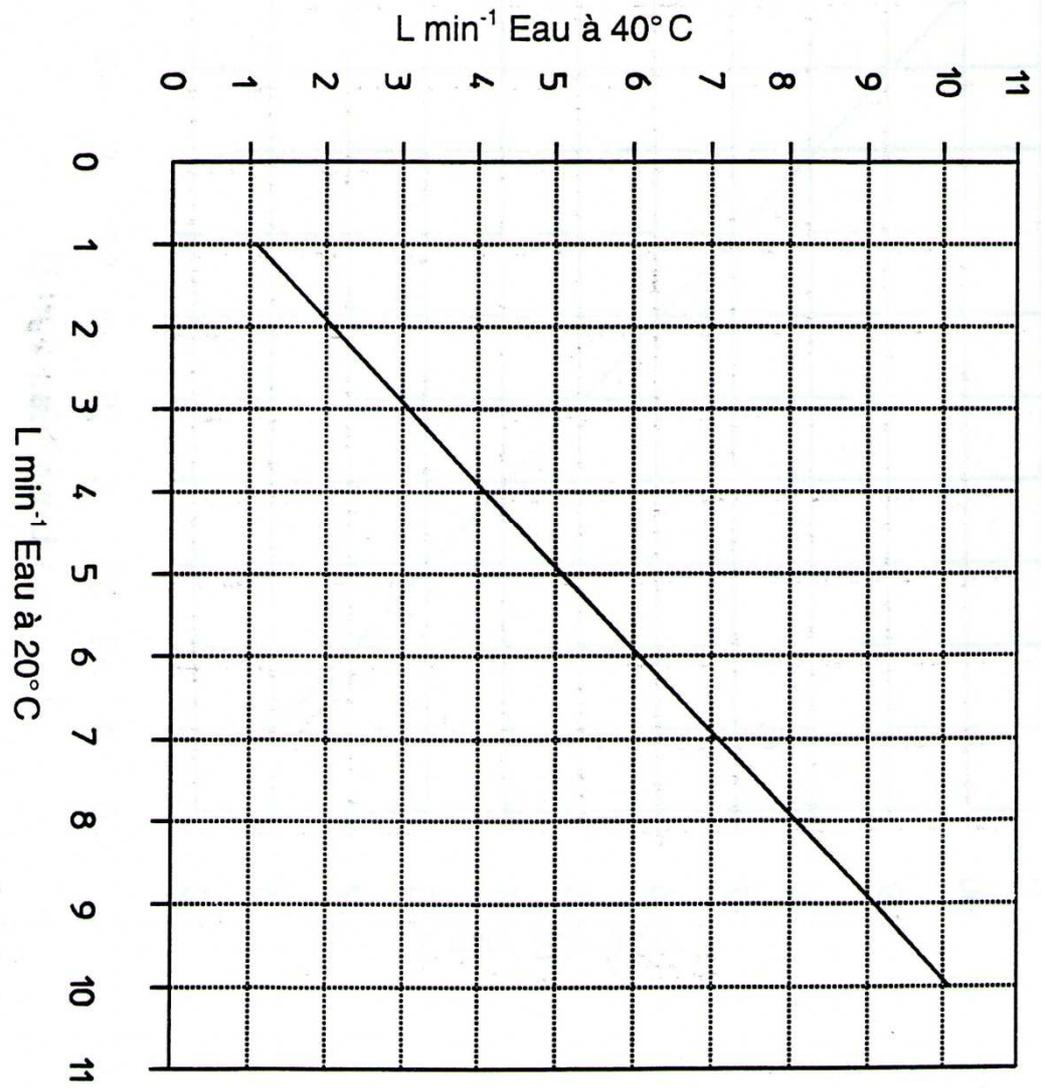


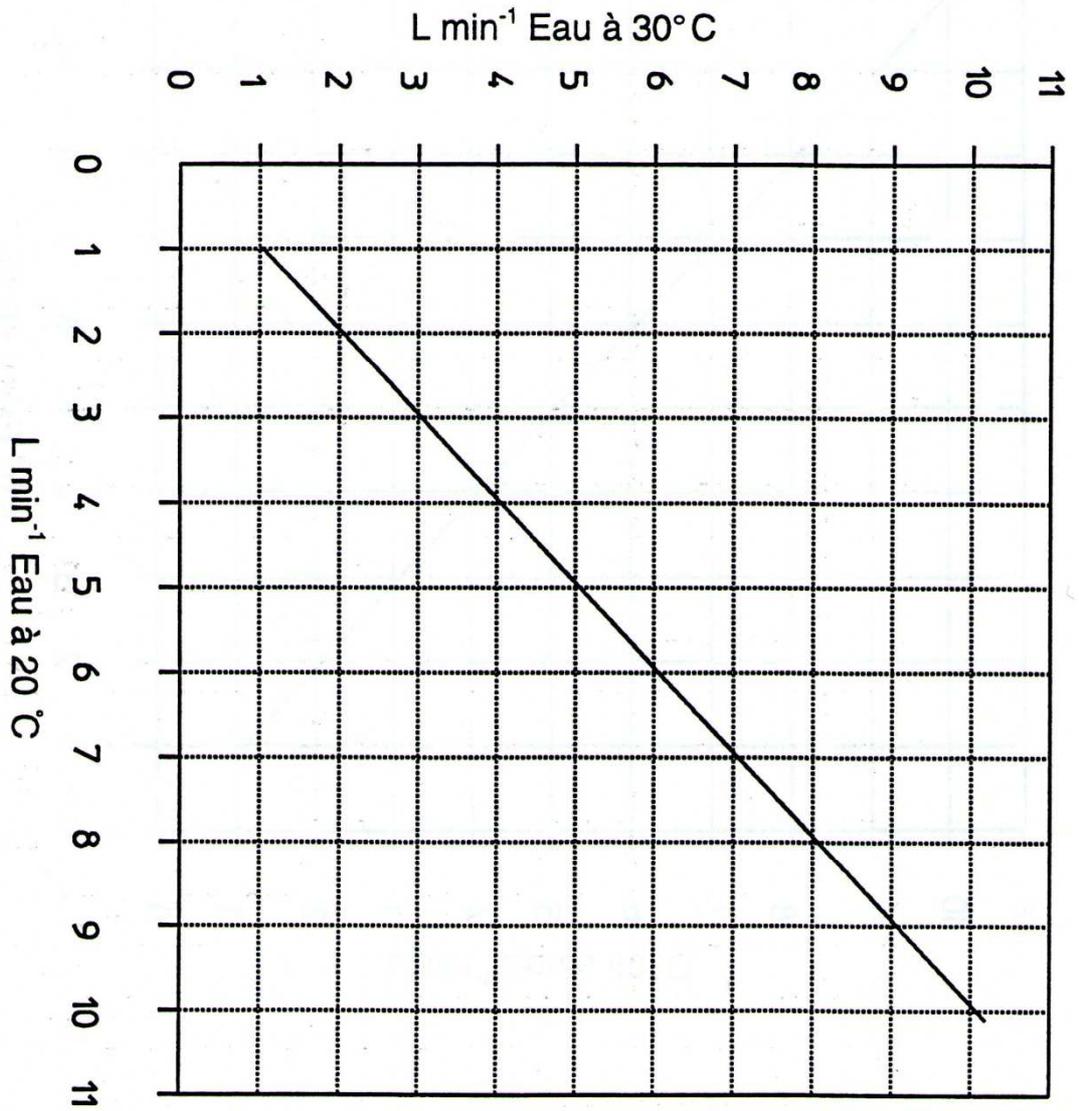


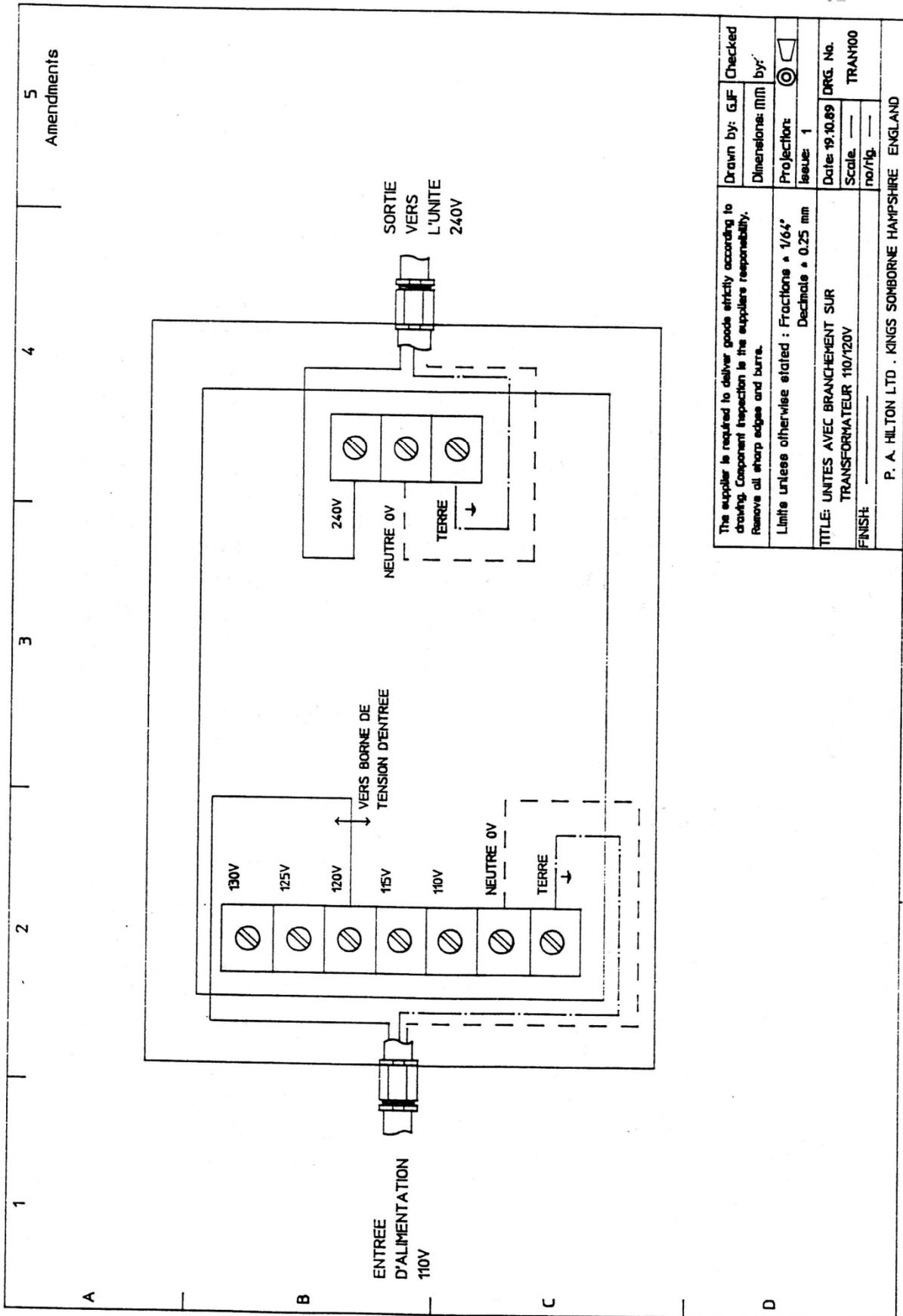




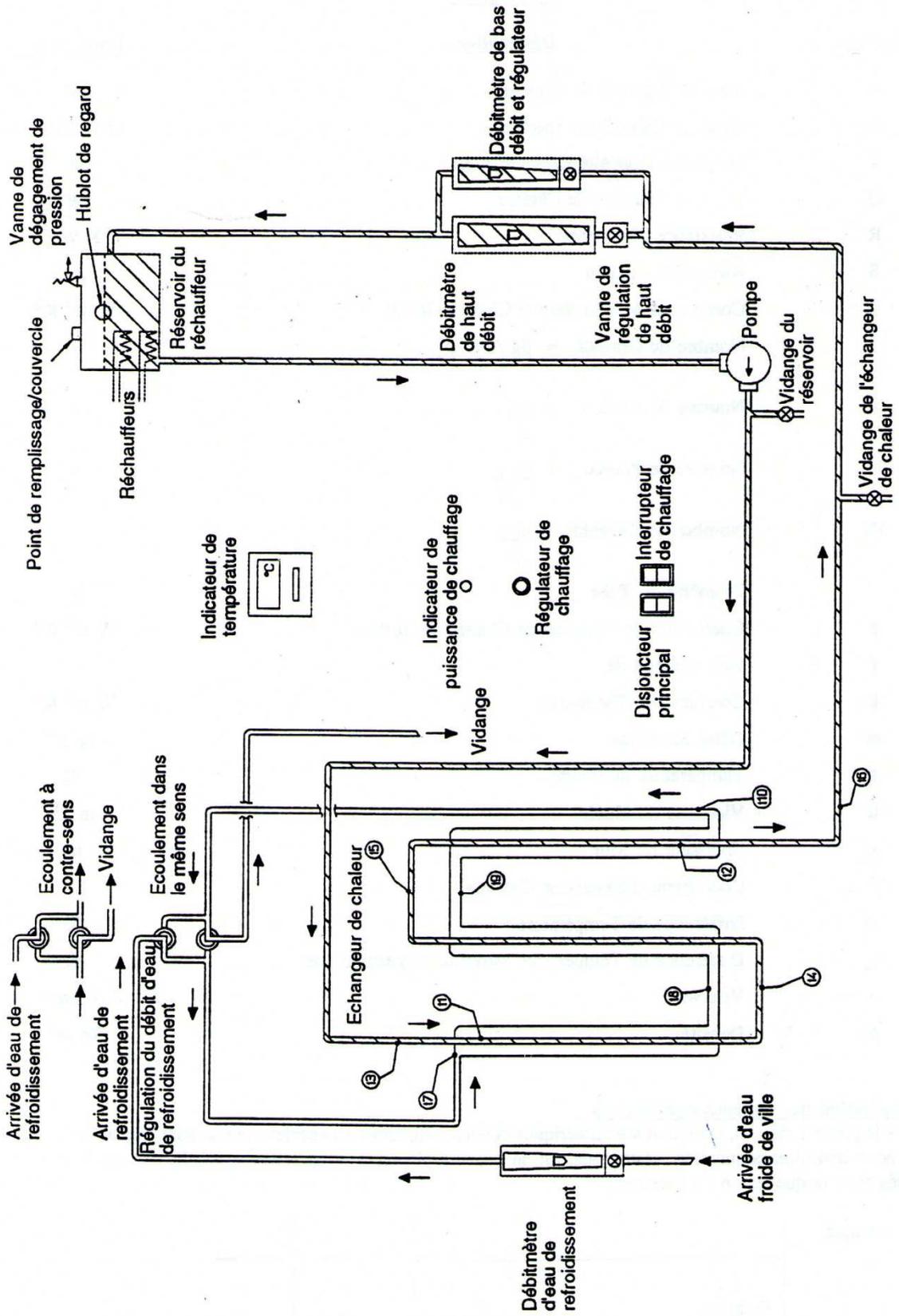








H951 UNITE DE TRANSFERT DE CHALEUR EAU-EAU A ECOULEMENT TURBULENT



Résumé :

Une étude expérimentale et une simulation numérique d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'eau dans un échangeur coaxial ont été présentées. L'échangeur de chaleur a été divisé en trois sections égales afin de permettre l'examen des températures du courant intermédiaire à l'aide des thermocouples qui captent les températures du courant aux quatre stations et les températures du mur à l'entrée et à la sortie. L'échangeur de chaleur eau/eau en écoulement turbulent. H 951, a été conçu pour obtenir des résultats quantitatifs concernant les coefficients de transferts thermiques de surface et globaux d'un échangeur à tubes concentriques en écoulement turbulent. Cet appareil compact, destinée à être installé sur une table permet d'établir, entre autres, la relation entre le nombre de Nusselt, Reynolds et prandtl, et la comparaison des résultats en écoulement parallèle ou à contre-courant.

La deuxième partie d'étude a été faite par simulation numérique, on a utilisé le modèle mathématique $k-\varepsilon$ à l'aide des volumes finis au sein du logiciel Fluent. Ce travail contribue largement à la compréhension des écoulements turbulents dans un échangeur coaxial, et montre également l'effet des paramètres physiques (température, diamètre, débit) sur l'établissement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial.

Les résultats obtenus dans cette étude de l'eau en écoulement turbulent par les volets d'étude expérimentale et numérique sont en bonne concordance et correspondent aux résultats donnés par la littérature (J.castaing-Lasvignottes). On a trouvé que l'échangeur coaxial compact turbulent possède une bonne configuration puisque il donne une puissance d'échange importante pour des surfaces d'échange trop petite. Des phénomènes d'écoulement intéressent ont été observés. On peut citer par exemple :

L'effet des différents paramètres (température, débit, diamètre) sur l'établissement de l'écoulement turbulent, L'effet de la turbulence sur l'écoulement et en particulier le comportement des fluctuations axiale et tangentielle de la vitesse dans cette configuration de l'échangeur a été mis en évidence numériquement.

Mots clés : échangeur coaxial, Fluent, modèles de turbulences, écoulement tridimensionnel, turbulence, transfert thermique.

Summary:

Experimental and numerical simulation studies of a three-dimensional turbulent flow of water in a coaxial exchanger are presented. The heat exchanger was divided into three equal sections to allow examination of the intermediate stream temperatures using thermocouples that capture the current temperatures of the four stations and the wall temperatures in the inlet and Release. Exchanger water / water heat turbulent flow. H 951 was designed to obtain quantitative results on the coefficients of heat transfer surface and global exchanger concentric tubes in turbulent flow. This compact unit designed to be installed on a table establishes, inter alia, the relationship between the Nusselt number, Reynolds and Prandtl, and the comparison of results in parallel flow or against the current. The second part of the study was done by numerical simulation; we tested the mathematical model $k-\varepsilon$ using finite volume in healthy fluent software. This work contributes greatly to the understanding of turbulent flows in a coaxial heat exchanger, and also shows the effect of physical parameters (temperature, diameter, flow rate) on the establishment of the turbulent flow in a coaxial heat exchanger.

The results obtained in this dynamics study of water in turbulent flow by the experimental and numerical study components are in good agreement and correspond to the results given in the literature (J.castaing-Lasvignottes). It has been found that the turbulent compact coaxial exchanger has a good configuration as it gives significant power exchange for surfaces too small. Flow phenomena of interest were observed. One can quote for example: The effect of various parameters (temperature, speed, and diameter) on the establishment of turbulent flow, the effect of the turbulence in the flow and in particular the behavior of the axial and tangential velocity fluctuations in this configuration exchanger has been shown numerically.

Keywords: coaxial exchanger, fluent, turbulence models, three-dimensional flow, turbulence, heat transfer.

ملخص:

لقد قدمت الدراسة التجريبية و المحاكاة العددية للتدفق المضطرب ثلاثية الأبعاد من المياه في المبادل الحراري المحوري. تم تقسيم المبادل الحراري إلى ثلاثة أقسام متساوية للسماح بفحص درجات الحرارة المتوسطة باستخدام تيار المزدوجات الحرارية التي تستحوذ على درجات الحرارة الحالية للمحطات الأربعة و درجات حرارة الجدار في المدخل و المخرج للمبادل الحراري الماء تدفق المضطرب $H = 951$ ، كانت تهدف إلى الحصول على النتائج الكمية لتأثير المعاملات على نقل الحرارة السطحية . هذه الوحدة المدمجة المصممة ليتم تثبيتها على جدول يحدد ، في جملة أمور ، العلاقة بين عدد نسلت ، رينولدز وبراندل ، و مقارنة النتائج في تدفق موازية أو ضد التيار . وقد تم في الجزء الثاني من الدراسة عن طريق المحاكاة العددية، اختبار النموذج الرياضي $k - \epsilon$ باستخدام حجم محدود في مجال البرمجيات. هذا العمل يساهم إلى حد كبير في فهم تدفقات المضطرب في مبادل حراري المحوري، و أيضا يظهر تأثير العوامل الفيزيائية (درجة الحرارة، و قطر ، و معدل التدفق) على تدفق المضطرب في مبادل حراري المحوري. النتائج التي تم الحصول عليها في هذه الدراسة الدينامكية للمياه في التدفق المضطرب من الدراسة التجريبية والعددية هي في اتفاق جيد و تتوافق مع النتائج التي وردت في الدراسة النظرية (J.Castaing - Lasvignottes). وقد وجد أن المبادلات المحورية المدمجة المضطربة لديها تكوين جيد لأنه يعطي قوة كبيرة للتبادل في السطوح الصغيرة جدا. وقد لوحظت عدة ظواهر تدفق يمكن للمرء أن يقتبس على سبيل المثال: تأثير معايير مختلفة (درجة الحرارة والسرعة و قطر) على إنشاء تدفق المضطرب ، وتأثير الاضطراب في التدفق وبخاصة سلوك المحوري و تقلبات سرعة عرضية في هذا التكوين للمبادل وقد تبين هذا عدديا .

الكلمات الرئيسية: مبادل المحوري، fluent، نماذج الاضطراب، تدفق ثلاثي الأبعاد، الاضطراب، نقل الحرارة.