



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de
la recherche Scientifique
Université Ammar Telidji-Laghouat
FACULTE DE THECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



MEMOIRE

Présenté pour Obtenir le Diplôme de MASTER En Génie Mécanique

Option : Energétique

THÈME

Amélioration des performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à courant croisé en utilisant des nanofluides.

Par :

Akkouche Oussama

Benhamza Abdlghanimouiza

Devant le jury composé de :

Président : Pr. BENCHATTI Ahmed _Université de Laghouat

Examineur : Pr. TEGGAR Mohammed _Université de Laghouat

Encadreur : Dr. BELLAHCENE Lahcene _Université de Laghouat

Année universitaire: 2025/ 2026

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions le grand Dieu qui nous éclaire de la bonne voie.

Nous remercions le Dr. BELLAHCENE Lahcene d'avoir créé les conditions favorables pour nous.

Il nous a guidés tout au long du processus de réalisation de ce travail. Nous lui en sommes reconnaissants.

Nous apprécions particulièrement ses encouragements et ses conseils, qui ont grandement contribué à ce travail.

Nous tenons également à remercier les membres du jury Pr. BENCHATTI Ahmed et Pr. TEGGAR Mohammed ainsi que tous les professeurs du département de génie mécanique.

Nous exprimons nos sincères remerciements à vous tous.

Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à vous tous.



Dédicace

Nous dédions ce modeste travail :

À nos très chers parents, pour leurs sacrifices, leur amour, leur soutien et leurs encouragements tout au long de notre parcours.

À nos familles, pour leur confiance et leur présence à nos côtés.

À nos enseignants, qui ont contribué à notre formation et à notre réussite.

À nos amis et à toutes les personnes qui nous ont aidés de près ou de loin dans la réalisation de ce travail.

Enfin, à tous ceux qui nous ont soutenus durant nos études.

Nous leur exprimons notre profonde gratitude et notre grand respect.

Résumé :

Les échangeurs de chaleur à courant croisé sont largement utilisés dans divers secteurs industriels en raison de leur compacité et de leur efficacité. On les trouve dans de nombreuses applications : les radiateurs de véhicules, les systèmes de climatisation, la récupération de chaleur dans les cantines et hôpitaux, ainsi que l'industrie agroalimentaire, où ils sont appréciés pour leur compacité et leur coût relativement bas. Cependant, leurs performances sont souvent limitées par les propriétés thermophysiques des fluides caloporteurs conventionnels. Dans ce contexte, ce mémoire a pour objectif d'étudier l'impact de l'utilisation des nanofluides sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à courant croisé. Une attention particulière est portée à l'analyse comparative entre un fluide conventionnel (eau) et un nanofluide à base d'eau contenant des nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) avec une fraction volumique donnée.

L'étude repose sur l'utilisation de modèles théoriques et de relations fondamentales du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides, notamment les méthodes du LMTD, ainsi que l'analyse des paramètres hydrodynamiques tels que les nombres de Reynolds et de Nusselt. La méthodologie de calcul repose sur l'utilisation d'un logiciel commercial CFD (ANSYS fluent) basé sur la méthode des volumes finis. Cette méthode permet de résoudre les équations de conservation de la masse, quantité de mouvement et d'énergie. Les résultats attendus permettront d'évaluer le gain thermique apporté par les nanofluides, d'analyser leur impact sur les pertes de charge, et de déterminer les conditions optimales permettant d'améliorer les performances globales de l'échangeur. Ainsi, ce travail s'inscrit dans une démarche visant à contribuer à l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes thermiques, en proposant des solutions innovantes basées sur l'utilisation des nanofluides.

Mots clés : échangeur de chaleur, nanofluides, performances thermo-hydrauliques, simulation numérique,

Abstract :

Cross-flow heat exchangers are widely used in various industrial sectors due to their compact size and efficiency. They are found in numerous applications: vehicle radiators, air conditioning systems, heat recovery in canteens and hospitals, as well as the food processing industry, where they are valued for their compactness and relatively low cost. However, their performance is often limited by the thermophysical properties of conventional heat transfer fluids. In this context, this thesis aims to study the impact of using nanofluids on the thermo-hydraulic performance of a cross-flow heat exchanger. Particular attention is paid to the comparative analysis between a conventional fluid (water) and a water-based nanofluid containing aluminum oxide (Al_2O_3) nanoparticles at a given volume fraction.

The study relies on the use of theoretical models and fundamental relationships of heat transfer and fluid mechanics, particularly LMTD methods, as well as the analysis of hydrodynamic parameters such as Reynolds and Nusselt numbers. The calculation methodology is based on the use of commercial CFD software (ANSYS Fluent) using the finite volume method. This method allows for the solution of the conservation equations for mass, momentum, and energy. The expected results will allow for the evaluation of the thermal gain provided by nanofluids, the analysis of their impact on pressure losses, and the determination of optimal conditions for improving the overall performance of the heat exchanger. Thus, this work contributes to improving the energy efficiency of thermal systems by proposing innovative solutions based on the use of nanofluids.

Keywords: heat exchanger, nanofluids, thermo-hydraulic performance, numerical simulation

ملخص:

تُستخدم المبادلات الحرارية ذات التدفق المتقاطع على نطاق واسع في مختلف القطاعات الصناعية نظرًا لصغر حجمها وكفاءتها العالية. وتُستخدم في تطبيقات عديدة، منها: مشعات المركبات، وأنظمة تكييف الهواء، واستعادة الحرارة في المقاصف والمستشفيات، بالإضافة إلى صناعة تجهيز الأغذية، حيث تُقدَّر لصغر حجمها وتكلفتها المنخفضة نسبيًا. مع ذلك، غالبًا ما يكون أداؤها محدودًا بالخصائص الفيزيائية الحرارية لسوائل نقل الحرارة التقليدية. في هذا السياق، تهدف هذه الأطروحة إلى دراسة تأثير استخدام السوائل النانوية على الأداء الحراري الهيدروليكي للمبادلات الحرارية ذات التدفق المتقاطع. ويُركز البحث بشكل خاص على التحليل المقارن بين سائل تقليدي (الماء) وسائل نانوي مائي يحتوي على جسيمات نانوية من أكسيد الألومنيوم (Al_2O_3) بنسبة حجمية محددة.

تتعمد الدراسة على استخدام النماذج النظرية والعلاقات الأساسية لانتقال الحرارة وميكانيكا الموائع، ولا سيما طرق فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي المتوسط (LMTD) ، بالإضافة إلى تحليل المعاملات الهيدروديناميكية مثل أرقام رينولدز ونوسلت. تعتمد منهجية الحساب على استخدام برنامج ديناميكا الموائع الحسابية التجاري (ANSYS Fluent) باستخدام طريقة الحجم المحدود. تتيح هذه الطريقة حل معادلات حفظ الكتلة والزخم والطاقة. ستمكّن النتائج المتوقعة من تقييم المكاسب الحرارية التي توفرها الموائع النانوية، وتحليل تأثيرها على فقدان الضغط، وتحديد الظروف المثلى لتحسين الأداء العام للمبادل الحراري. وبذلك، يُسهم هذا العمل في تحسين كفاءة الطاقة للأنظمة الحرارية من خلال اقتراح حلول مبتكرة تعتمد على استخدام الموائع النانوية.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، موائع نانوية، أداء حراري هيدروليكي، محاكاة عددية.

SOMMAIRE

Résumé.....	I
Abstract.....	II
III....	ملخص
Remerciements.....	IV
Introduction générale	01

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1.Introduction.....	1
I.2. Les types d'échangeurs tubulaires.....	2
I.2.1. Généralités.....	3
➤ Échangeur tubulaire à simple passage.....	4
➤ Échangeur à courants croisés.....	5
I.2.2. Échangeurs multitubulaires.....	6
➤ Divers type TEMA.....	7
I.2.3. Rôle des divers constituants.....	8
➤ Boîtes d'échangeurs.....	9
➤ Calandre.....	10
➤ Plaques tubulaires.....	11
➤ Tubes.....	12
➤ Chicanes.....	13
I.2.4. Echangeurs compacts.....	14
➤ Echangeurs à lamelle.....	15
➤ Echangeurs spirales.....	16
➤ Echangeurs à tubes rapprochés.....	17
➤ Echangeurs à plaques et joints.....	18
I.3.Conclusion.....	19

Chapitre II : Généralités sur le transfert de chaleur et la mécanique des fluides

II. 1: rappel sur le transfert de chaleur.....	20
II.1.1. Introduction.....	21
II.1.2. Modes de transfert de chaleur.....	22
➤ Conduction	23
➤ Convection	24
➤ Rayonnement	25
II. 2: Généralité sur la mécanique des fluides et les nanofluides	26
II.2.1. Introduction à la mécanique des fluides	27
II.2.2. Propriétés des fluides	28
II.2.3. Régimes d'écoulement	29
II.2.4. Équations fondamentales	30
II.2.5. Pertes de charge	31
II.2.6. Définition des nanofluides	32
II.2.7. Composition des nanofluides	33
II.2.8. Modèles mathématiques des nanofluides	34
II.2.9. Avantages et limites des nanofluides	35
II.3.Conclusion.....	36

Chapitre III : Calcul des échangeurs de chaleur

III.1. Introduction	37
III.2. Données de base	38
III.3. Hypothèses de calcul	39

III.4. Calcul du flux thermique	40
III.5. Utilisation du LMTD	41
III .6. principe de la méthode ε -NTU.....	42
III.7. Paramètres hydrodynamiques	43
III.8. Coefficient global de transfert thermique	44
III.9. Pertes de charge.....	45
III.10. Comparaison des performances	46
<u>III.11 Conclusion</u>	<u>47</u>

Chapiter IV: simulation numérique

IV- 1. Introduction	48
IV- 2. Présentation de logiciel ANSYS Fluent.....	49
IV-3. Géométrie du modèle	50
IV-4. Résultats et discussions	51
IV.5.Conclusion	52
Conclusion générale	53
Référence	54

Liste des figures

Figure I.1 : Radiateur de refroidissement d'une voiture.....	1
Figure I.2 : Échangeur monotube coaxial.	2
Figure I.3 : Échangeur monotube à serpentins.....	3
Figure I.4 : Type d'écoulement dans les échangeurs. Et Profil des températures le long d'un échangeur selon le type d'écoulement.....	4
Figure I.5 : Échangeur tubulaire à simple passage en mode co-courant.	5
Figure I.6: Échangeur de chaleur combiné/à contre-courant.....	6
Figure I.7 : Échangeurs à plusieurs passes, (a) : Échangeur 1-2 : Échangeur de chaleur à 1 p.7	
Figure I.8 : Arrangements de débit, (a) : Contre-courant, (b) : co-courant, (c) : courants croisés simples, (d) : courants croisés cloisonnés	8
Figure I.9 : Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	9
Figure I.10: Embouts standards des échangeurs de chaleur à tube et calandre selon TEMA..	10
Figure I.11 : différents types d'échangeurs TEMA.....	11
Figure I.12 : Photo d'une boîte d'échangeur avec cloison.	12
Figure I.13: Photo d'une calandre.	13
Figure I.14: Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.	14
Figure I.15 : types de faisceaux.....	15
Figure I.16 : Types de chicanes	16
Figure I.17 : Schéma d'un échangeur à lamelle.....	17
Figure I.19 : Echangeur à tubes rapprochés	18
Figure I.20 : Echangeur à plaque et joint.....	19
Figure II.1 : transfert de chaleur par conduction d'un corps	20
Figure II.2 : transfert de chaleur par convection d'un fluide.	21
Figure II.3: Régimes d'écoulement en fonction du nombre de Reynolds.....	22
Figure IV.1 : la description géométrie de l'échangeur de chaleur à courants croisés étudié..	23

Figure IV.2 : le modèle du maillage de l'échangeur de chaleur utilise dans la simulation numérique.	24
Figure IV.3 : La variation du coefficient de transfert thermique tube-fluide intérieur en fonction de Re.	25
Figure IV.4 : La variation du coefficient de transfert thermique tube-fluide extérieur en fonction de Re.	26
Figure IV.5 : La variation de l'échange de la quantité de chaleur air-nanofluide.....	27
Figure IV.6 : La variation de l'échange de la quantité de chaleur air-eau.....	28
Figure IV.7 : La variation du rendement cas air-eau.....	29
Figure IV.8 : La variation du rendement cas air-nanofluide.....	30
Figure IV.9 : contours de champ de la température côté calandre, (a) échange eau-air, (b) échange nanofluide-air.	31

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Exemple de tubes courants.....	1
Tableau I.2 : Longueur maximale non supportée pour des tubes en acier à température modérée (<400°C) correspondant à chaque diamètre.....	2
Tableau IV.1 : Propriétés thermophysiques de l'eau ($T \approx 20^{\circ}\text{C}$)	3
Tableau IV.2 : Propriétés thermophysiques du nanofluide Al_2O_3 /eau pour différentes fractions volumiques.....	4
Tableau IV.3 : Propriétés thermophysiques des fluides côté échangeur.....	5

Nomenclatures

Q:	Flux thermique	W
Q:	Flux de chaleur	$W \cdot m^{-2}$
U:	Coefficient global de transfert thermique	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
H:	Coefficient de convection	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
A:	Surface d'échange thermique	m^2
ΔT_{lm} :	Différence de température logarithmique moyenne	K
$T_{h,in}$:	Température d'entrée du fluide chaud	$^{\circ}C$
$T_{h,out}$:	Température de sortie du fluide chaud	$^{\circ}C$
$T_{c,in}$:	Température d'entrée du fluide froid	$^{\circ}C$
$T_{c,out}$:	Température de sortie du fluide froid	$^{\circ}C$
$\dot{m}$:	Débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
C_p :	Chaleur spécifique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
P:	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
M:	Viscosité dynamique	Pa·s
K:	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
V:	Vitesse du fluide	$m \cdot s^{-1}$
D:	Diamètre hydraulique	m
Re:	Nombre de Reynolds	—
Nu:	Nombre de Nusselt	—
Pr:	Nombre de Prandtl	—
ΔP :	Pertes de charge	Pa
F:	Facteur de friction	—
NTU:	Nombre d'unités de transfert	—
ε :	Efficacité de l'échangeur	—
φ :	Fraction volumique des nanoparticules	%
K_{nf} :	Conductivité thermique du nanofluide	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ_{nf} :	Viscosité dynamique du nanofluide	Pa·s
ρ_{nf} :	Masse volumique du nanofluide	$kg \cdot m^{-3}$

Abréviations

LMTD:	Log Mean Temperature Difference
NTU:	Number of Transfer Units
Al_2O_3 :	Oxyde d'aluminium
CFD:	Computational Fluid Dynamics

Introduction

générale

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur constituent des équipements essentiels dans de nombreux secteurs industriels, tels que l'énergie, le génie chimique, l'industrie agroalimentaire et les systèmes de climatisation. Leur rôle principal est d'assurer le transfert d'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes, sans mélange direct. Parmi les différents types d'échangeurs, les échangeurs de chaleur à courant croisé occupent une place importante grâce à leur compacité, leur simplicité de conception et leur efficacité dans diverses applications.

Les échangeurs de chaleur à courant croisé sont largement utilisés dans divers secteurs industriels en raison de leur compacité et de leur efficacité. On les trouve dans de nombreuses applications : les radiateurs de véhicules, les systèmes de climatisation, la récupération de chaleur dans les cantines et hôpitaux, ainsi que l'industrie agroalimentaire, où ils sont appréciés pour leur compacité et leur coût relativement bas. Cependant, leurs performances sont souvent limitées par les propriétés thermophysiques des fluides caloporteurs conventionnels. L'amélioration passive des performances des échangeurs de chaleur est économiquement avantageuse et cruciale pour l'efficacité énergétique ainsi que pour la durabilité des systèmes thermiques. L'émergence des nanofluides (suspensions de nanoparticules dans un fluide de base) offre une opportunité prometteuse pour améliorer significativement le transfert de chaleur dans ces systèmes.

Toutefois, les performances des échangeurs de chaleur restent fortement dépendantes des propriétés thermophysiques des fluides utilisés. Les fluides conventionnels, tels que l'eau ou l'air, présentent une conductivité thermique relativement faible, ce qui limite les capacités de transfert de chaleur et réduit l'efficacité globale des systèmes thermiques. Dans un contexte marqué par la nécessité d'améliorer l'efficacité énergétique et de réduire la consommation d'énergie, l'optimisation des performances des échangeurs de chaleur devient un enjeu majeur.

Afin de répondre à ces limitations, plusieurs techniques d'amélioration du transfert thermique ont été développées, parmi lesquelles les méthodes passives occupent une place importante en raison de leur simplicité et de leur faible coût. Parmi ces approches, l'utilisation des nanofluides apparaît comme une solution innovante et prometteuse. Les nanofluides sont des suspensions de nanoparticules solides de taille nanométrique (de l'ordre de 1 à 100 nm) dispersées dans un fluide de base tel que l'eau, l'huile ou l'éthylène glycol.

L'ajout de nanoparticules, telles que l'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), permet de modifier les propriétés thermophysiques du fluide, notamment la conductivité thermique, la viscosité, la chaleur spécifique et la masse volumique. Ces modifications peuvent conduire à une amélioration significative du transfert de chaleur, ce qui rend les nanofluides particulièrement intéressants pour les applications dans les échangeurs thermiques.

Cependant, l'utilisation des nanofluides ne présente pas uniquement des avantages. L'augmentation de la viscosité du fluide peut entraîner une hausse des pertes de charge et, par conséquent, une augmentation de la puissance de pompage nécessaire. Il est donc essentiel de trouver un compromis entre l'amélioration des performances thermiques et les contraintes hydrauliques associées.

Dans ce contexte, Notre travail consiste à modéliser un échangeur de chaleur tubulaire à courant croisés.

Avant toute étude, une recherche bibliographique est nécessaire, permettant une étude théorique de ces dispositifs. C'est l'objet du premier chapitre, où nous avons abordé tous les aspects théoriques et industriels des échangeurs de chaleur.

Le deuxième chapitre est consacré, à la présentation de toutes les méthodes, analytiques et numériques, permettant le calcul et le dimensionnement de ces dispositifs.

Avant toute modélisation numérique, il est nécessaire de passer par les formulations mathématiques régissant les phénomènes physiques mis en jeu lors du processus de fonctionnement des échangeurs thermiques, présentées dans le chapitre suivant.

Dans le quatrième chapitre, tous les résultats numériques des différentes applications simulées, sont présentés et interprétés.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale.

Chapitre I

I.1.Introduction

Dans l'industrie, on doit très souvent réaliser un transfert de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid qui ne doivent pas être mis en contact. Cette opération est généralement effectuée dans des appareils ou les deux fluides de part et d'autre des parois solides. Ces appareils sont appelés échangeurs de chaleur. Ils peuvent être constitués de deux tubes coaxiaux (l'un des fluides circulant dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire), ou d'un faisceau de tubes parallèles contenus dans une enveloppe (l'un des fluides circule dans le tube et l'autre dans l'espace enveloppe), ou encore de systèmes plus complexes permettant d'atteindre une compacité élevée comme dans les échangeurs à plaques. Notons encore que d'autres types d'appareils mettant en jeu la fluidisation de particules solides permettent d'augmenter l'intensité du transfert de chaleur lorsque l'un des fluides (ou les deux) est un gaz. Les échangeurs de chaleur sont également largement utilisés dans notre vie quotidienne, [1] tels que les condenseurs dans les réfrigérateurs et les radiateurs de refroidissement de voiture (Figure I.1).

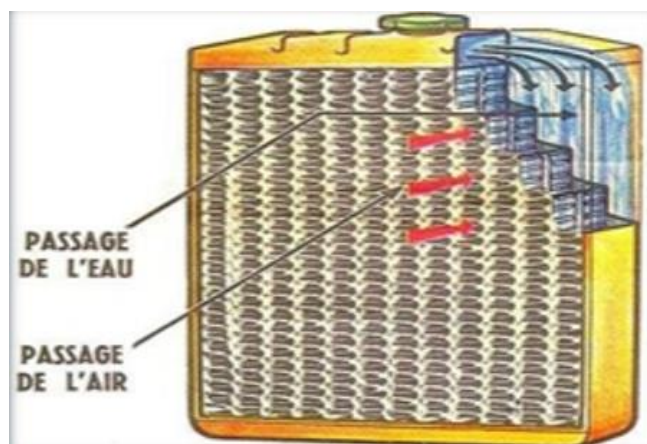


Figure I.1 : Radiateur de refroidissement d'une voiture.

Nous donnerons essentiellement des méthodes de calcul et des données relatives aux échangeurs tubulaires, qui, parce que plus simple, moins coûteux et sans doute, mieux connus, sont les plus utilisés dans l'industrie. Cependant, ces méthodes peuvent être aisément adaptées aux calculs d'autres types d'appareils. [2]

I.2. Les types d'échangeurs tubulaires

I.2.1. Généralités

Les échangeurs tubulaires peuvent être utilisés pour effectuer des transferts de chaleur entre deux fluides ne subissant pas de changement de phase, mais aussi pour condenser une vapeur ou évaporer un liquide. Le modèle le plus simple se compose d'un tube ou d'une conduite placée concentriquement à l'intérieur d'un autre tube qui tient alors lieu d'enveloppe (Figure I.2). Comme les deux fluides ne traversent l'échangeur qu'une seule fois, ce système est appelé « échangeurs de chaleur à un seul passage ».

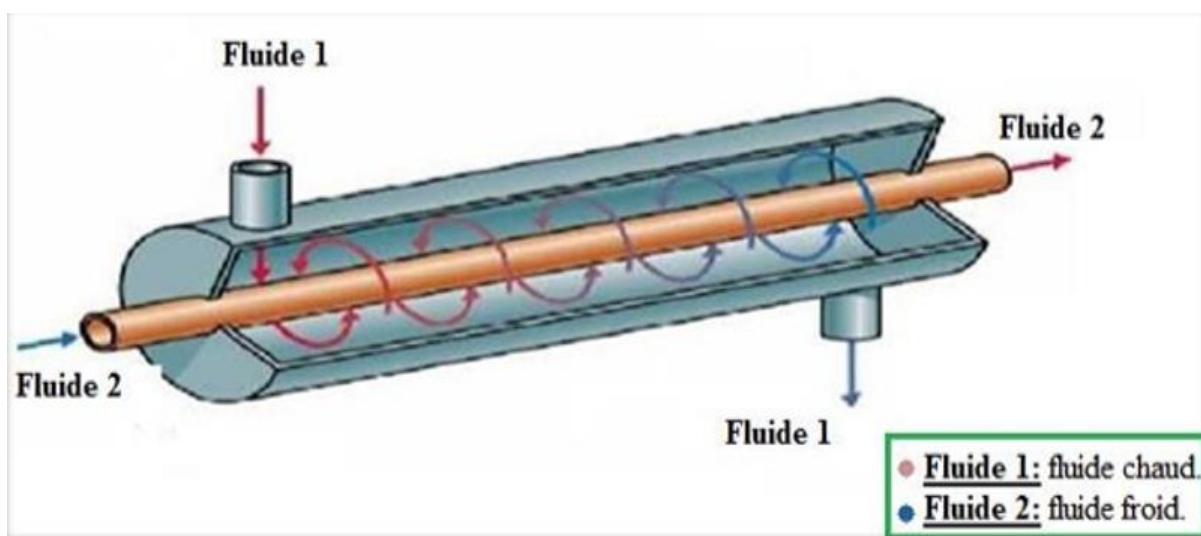


Figure I.2 : Échangeur monotube coaxial.

➤ Échangeur monotube de forme serpentine

C'est un échangeur dans lequel le tube est placé dans un réservoir de façon serpentine (Figure I.3).

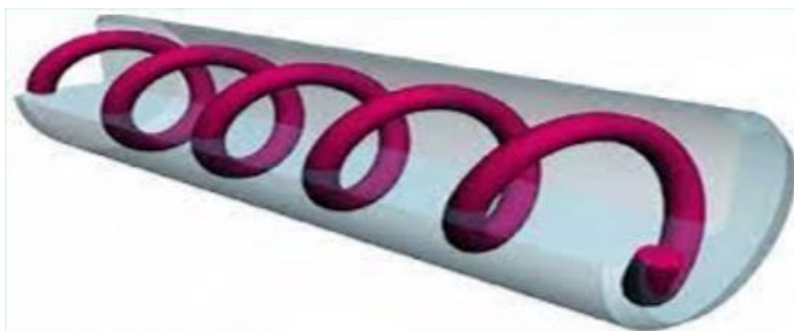


Figure I.3 : Échangeur monotube à serpentin

Dans les échangeurs monotubes le fluide chaud ou un fluide ayant une pression élevée s'écoule à travers le tube intérieur. En pratique, les échangeurs à tubes coaxiaux ne permettent pas d'obtenir des surfaces d'échanges de grande étendue. Si les deux fluides s'écoulent dans la même direction, l'échangeur est de type à « écoulement parallèle » ou à « co-courant ». Si les deux fluides se déplacent en sens contraire, l'échangeur est de type à « contre-courant ».

Les types d'écoulement des fluides dans les échangeurs monotubes ainsi que les profils de température le long de ces échangeurs sont schématisés dans les figures suivantes.

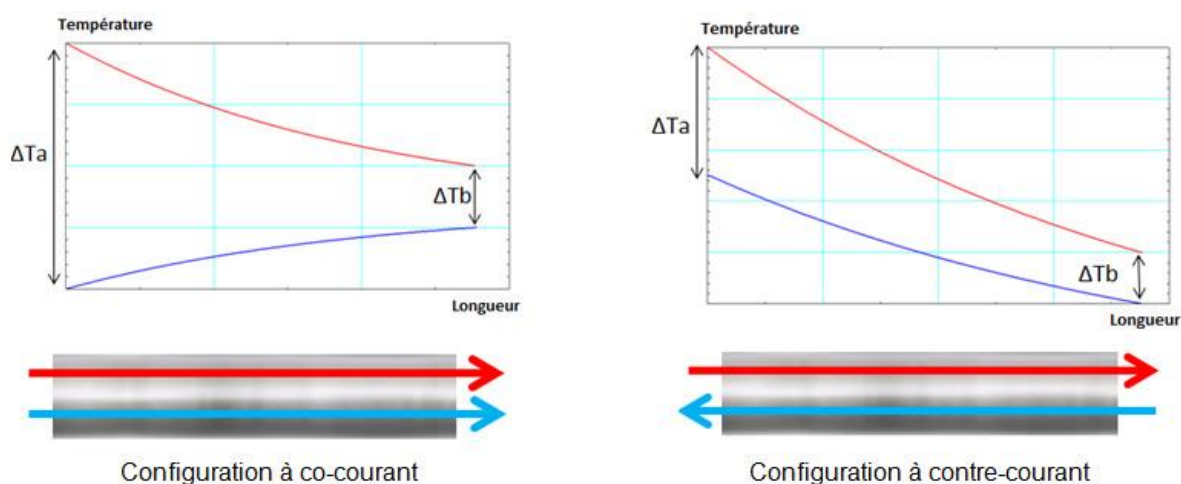


Figure I.4 : Type d'écoulement dans les échangeurs. Et Profil des températures le long d'un échangeur selon le type d'écoulement .

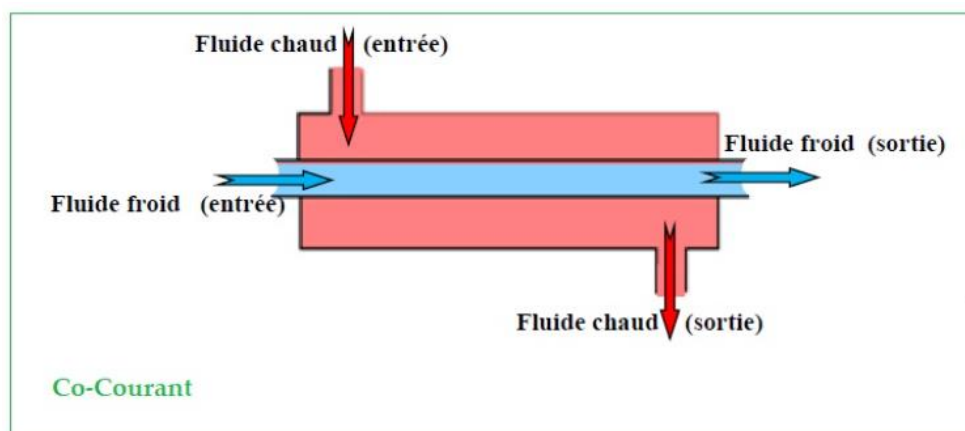


Figure I.5 : Échangeur tubulaire à simple passage en mode co-courant.

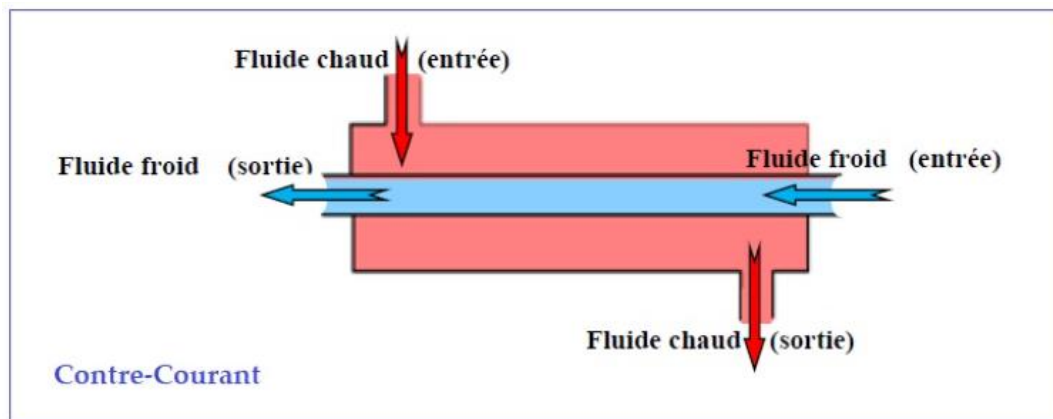


Figure I.6: Échangeur de chaleur combiné/à contre-courant

➤ Échangeur tubulaire à simple passage

L'échangeur tubulaire à simple passage peut être amélioré en remplaçant le tube unique par un faisceau de tubes parallèles placé dans une enveloppe appelée calandre. L'écoulement peut être croisé lorsque le fluide circule perpendiculairement aux tubes. Pour augmenter la surface d'échange, le fluide peut traverser plusieurs fois les tubes et parfois la calandre : on parle alors d'échangeur multipasse, avec un écoulement guidé par des chicanes comme illustré dans la figure I.7. Ces échangeurs sont caractérisés par deux chiffres indiquant le nombre de passages du fluide dans la calandre et dans les tubes. [2]

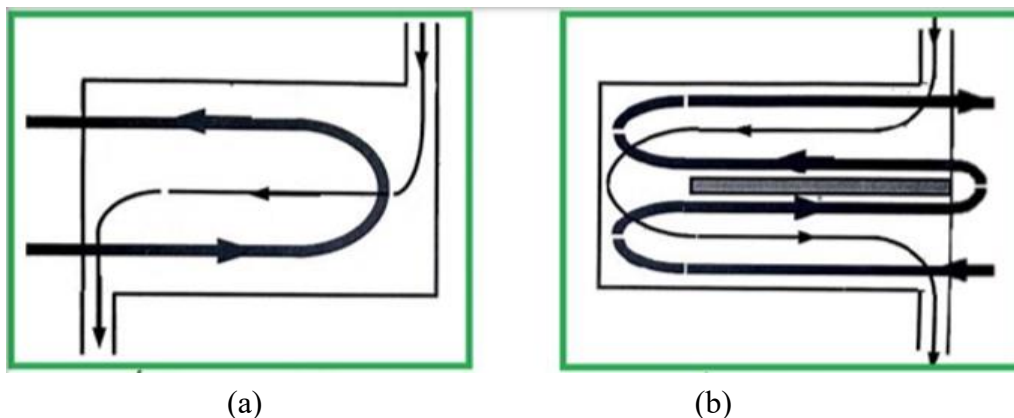


Figure I.7 : Échangeurs à plusieurs passes, (a) : Échangeur 1-2 : Échangeur de chaleur à 1 passage dans la calandre et 2 passages tubulaires. (b) Échangeur 2-4 : Échangeur de chaleur à 2 passages dans la calandre et 4 passages tubulaires.

➤ Échangeur à courants croisés

Dans ce type les deux fluides s'écoulent perpendiculairement, le sens d'écoulement n'a pas d'importance (Figure I.8). La réalisation peut se faire soit par des appareils tubulaires soit par des appareils à plaques éventuellement spiralées.

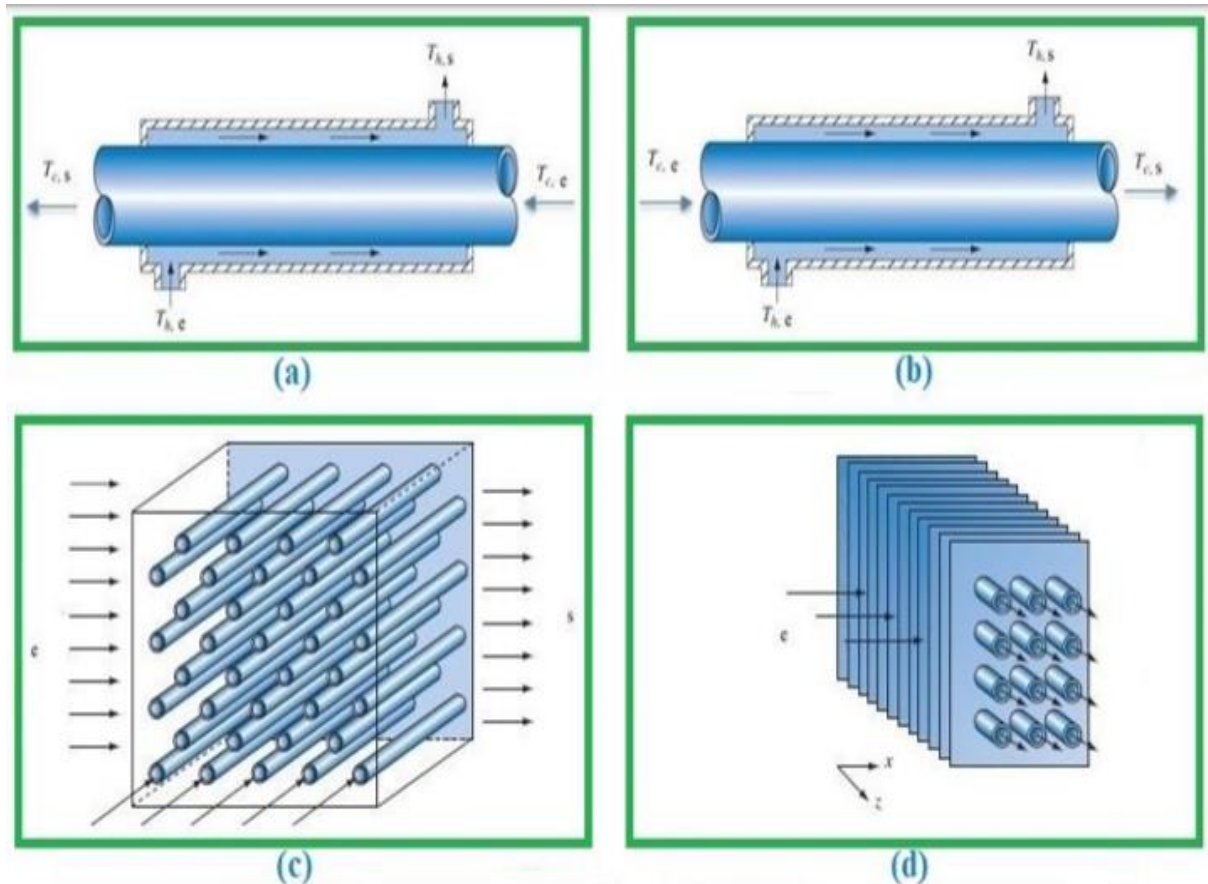


Figure I.8 : Arrangements de débit, (a) : Contre-courant, (b) : co-courant, (c) : courants croisés simples, (d) : courants croisés cloisonnés [2]

2.2. Échangeurs multitubulaires

Les échangeurs multitubulaires forment la majorité des échangeurs utilisés dans l'industrie chimique (voire Figure I.9). Le code construction le plus couramment appliqué est le standard TEMA (Tubular Exchanger Introduction aux échangeurs thermiques industriels et au calcul des échangeurs de chaleur Manufacturers Association). La classe B est adoptée pour la majorité des cas. La classe R est réservée aux échangeurs fonctionnant dans des conditions que l'on juge très dures au point de vue mécanique ou dans des conditions inhabituelles (gaz toxique par exemple). [2]

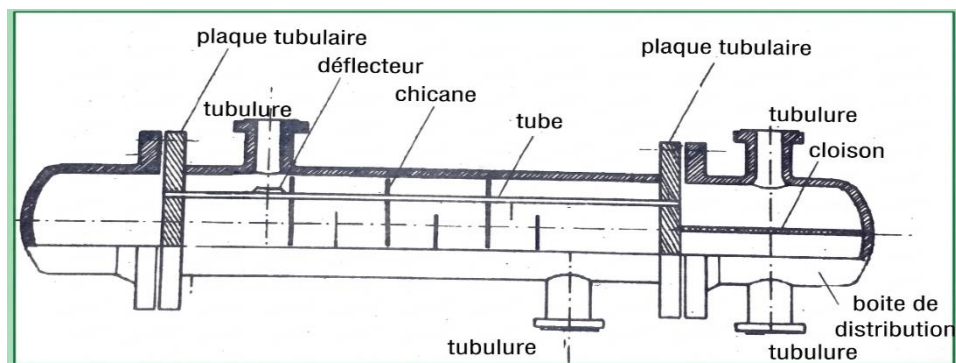


Figure I.9 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

➤ Divers type TEMA

Type d'un échangeur TEMA est désigné par 03 lettres représentant respectivement l'extrémité avant, le calandre et le type de l'extrémité arrière de l'échangeur.

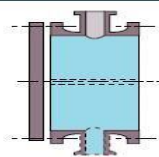
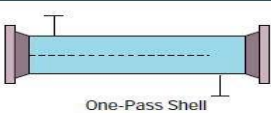
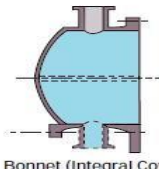
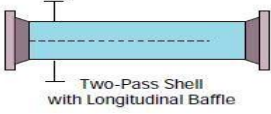
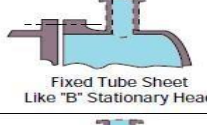
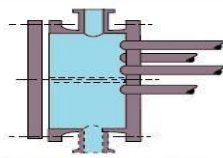
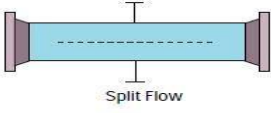
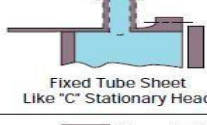
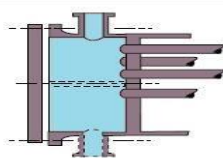
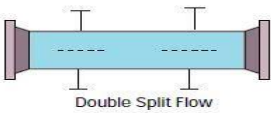
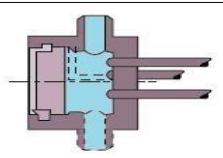
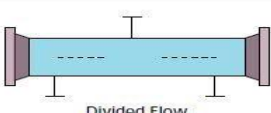
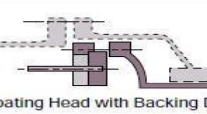
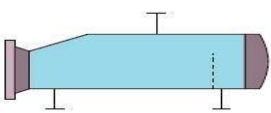
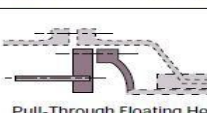
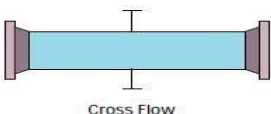
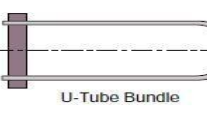
Stationary Head Types		Shell Types		Rear Head Types	
A	 Removable Channel and Cover	E	 One-Pass Shell	L	 Fixed Tube Sheet Like "A" Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F	 Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M	 Fixed Tube Sheet Like "B" Stationary Head
C	 Integral With Tubesheet Removable Cover	G	 Split Flow	N	 Fixed Tube Sheet Like "C" Stationary Head
N	 Channel Integral With Tubesheet and Removable Cover	H	 Double Split Flow	P	 Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closures	J	 Divided Flow	S	 Floating Head with Backing Device
		K	 Kettle-Type Reboiler	T	 Pull-Through Floating Head
		X	 Cross Flow	U	 U-Tube Bundle
				W	 Externally Sealed Floating Tubesheet

Figure I.10: Embouts standards des échangeurs de chaleur à tube et calandre selon TEMA.

Ainsi sont construits les trois échangeurs donnés à titre exemples, comme indiquer dans la figure I.11.

a) Type BEM.

b) Type CFU.

c) Type AKT. [3]

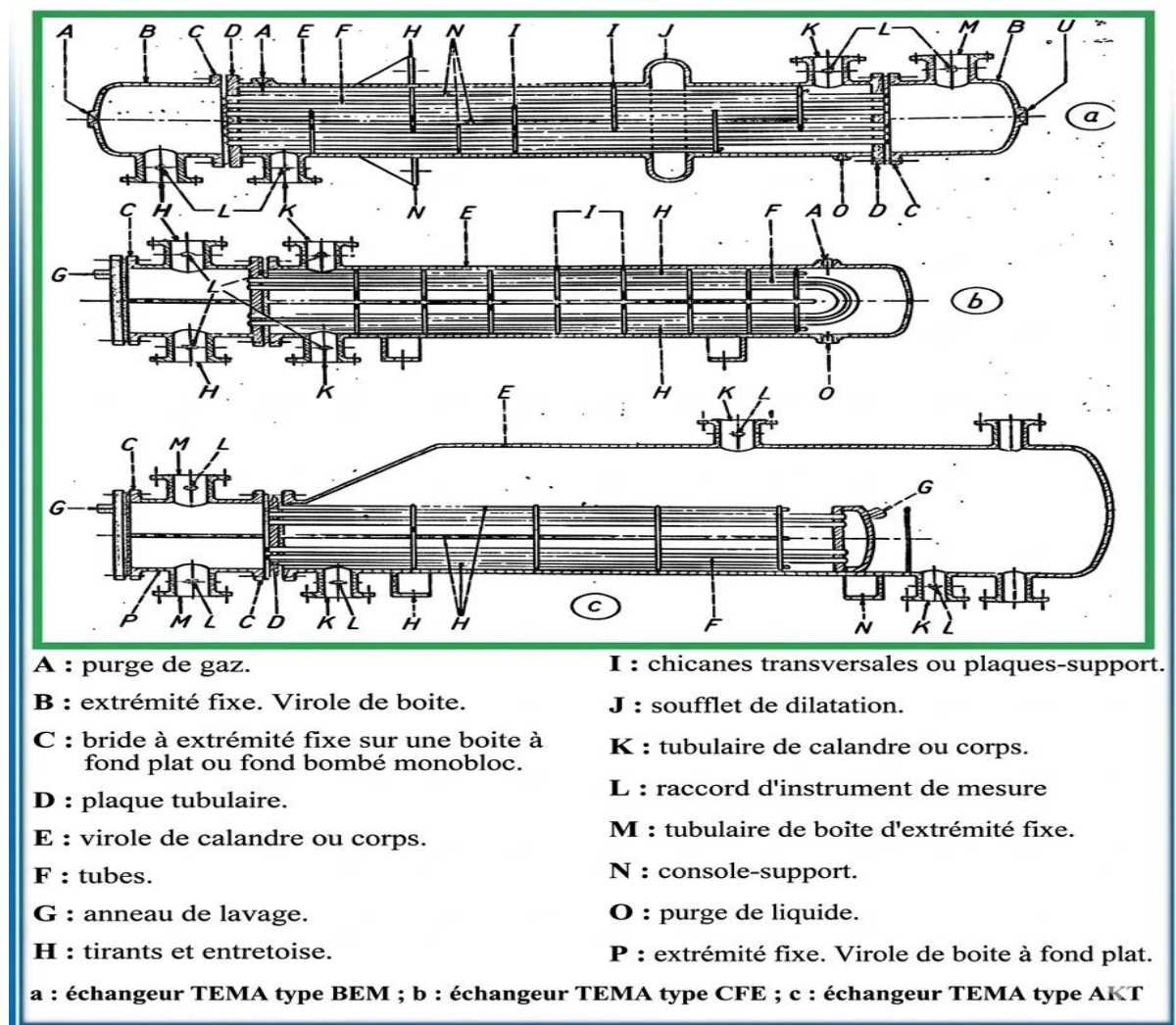


Figure I.11 : différents types d'échangeurs TEMA

2.3. Rôle des divers constituants

➤ Boîtes d'échangeurs

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Sauf pour les tubes en U, il y a deux boîtes aux deux extrémités de l'échangeur. La disposition des boîtes dépend non seulement du type choisi mais aussi du nombre de passes. Les liaisons

cloison-plaque tubulaire est en général assurée par joint. Les boîtes sont le plus souvent réalisées Introduction aux échangeurs thermiques industriels et au calcul des échangeurs de chaleur avec un matériau peu différent de celui des tubes.



Figure I.12 : Photo d'une boîte d'échangeur avec cloison.

➤ Calandre

C'est l'enveloppe entourant le faisceau tubulaire (Figure I.13). Il semble que la limite technologique pour des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de 2 m.

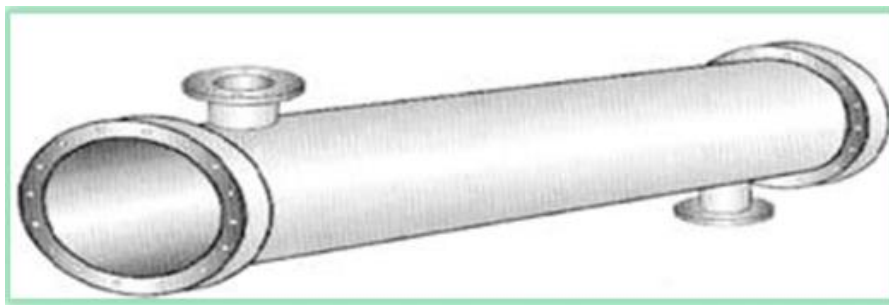


Figure I.13: Photo d'une calandre.

➤ Plaques tubulaires

Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité. Les plaques tubulaires sont des parties délicates des échangeurs. Les interstices entre tubes et plaques, sont des lieux privilégiés de corrosion. Par

ailleurs, les dilatations différentielles excessives peuvent faire sauter les dudgeonnages ou les soudures.

➤ Tubes

Ce sont des tubes normalisés (BWG soit par Birmingham Wire Gauge) particuliers dans le diamètre annoncé, en pouce, correspond exactement au diamètre extérieur (à la différence des tubes utilisés en tuyauterie) comme indiqué dans la figure I.14.



Figure I.14: Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.

Dénomination	Øextérieur (m)	Øintérieur (m)
$\frac{3}{4}$ in BWG 14	0,01905	0,01483
1 in BWG 12	0.0254	0.01986

Tableau I.1 : Exemple de tubes courants.

La disposition géométrique des tubes dépend du pas choisi, il existe deux catégories de pas :

- Pas triangulaire : Faisceau quinconcé
- pas carré : Faisceau aligné [4]

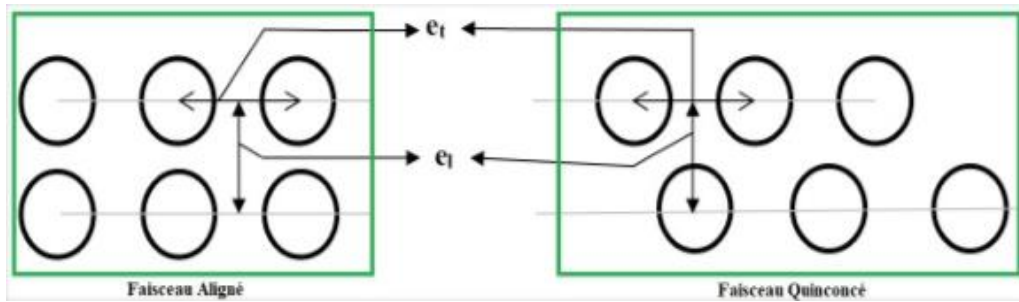


Figure I.15 : types de faisceaux

La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par le jet d'eau sous pression ou par instrument de nettoyage) comme indiqué dans la figure I.15. La disposition en pas triangulaire est plus compacte donc plus économique

➤ Chicanes

Les chicanes peuvent avoir deux rôles : • Augmenter la vitesse de fluide. • Augmenter la rigidité des faisceaux, pour éviter des phénomènes de vibration. Dans le cas d'un transfert de chaleur sans changement de phase, il est intéressant d'augmenter la vitesse du fluide pour améliorer le coefficient d'échange comme indiqué dans la figure I.16.

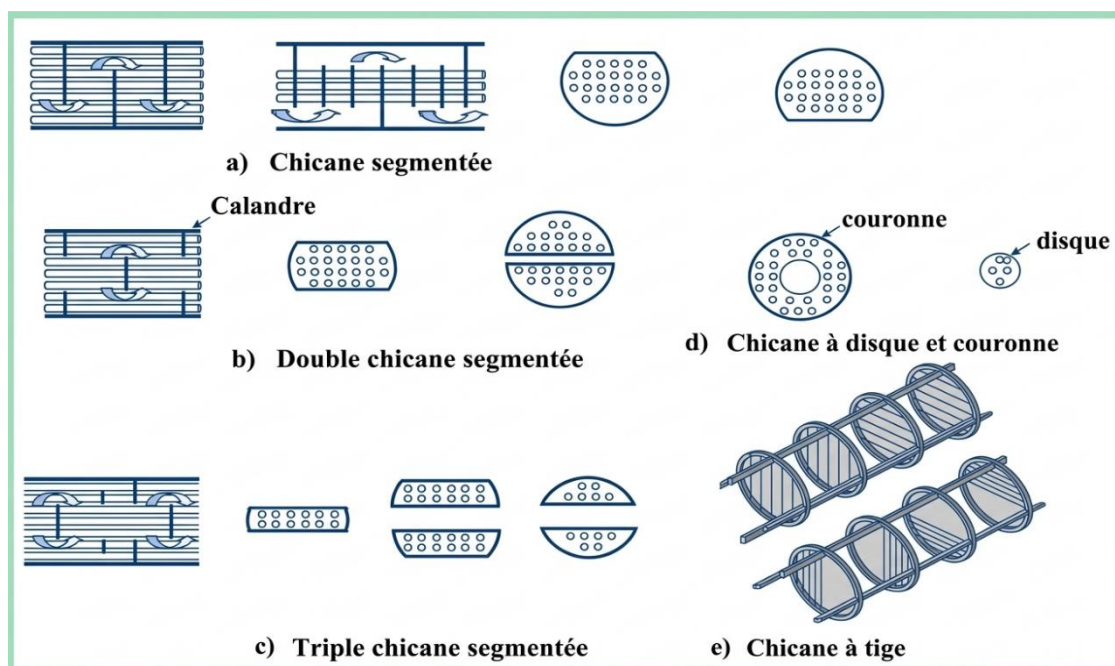


Figure I.16 : Types de chicanes [4].

Tableau I.2 : Longueur maximale non supportée pour des tubes en acier à température modérée (<400°C) correspondant à chaque diamètre.

Diamètre extérieur du tube (m)	Longueur non supportée (m)
0,0159	1,231
0,0190	1,524
0,0254	1,880
0,3170	2,235
0,0381	2,540
0,0508	3,175

observe que pour un tube de 0,019 m de diamètre extérieur, la distance maximale entre deux chicanes consécutives sera :

$$1,524/2 = 0,762$$

Pour l'ébullition d'un liquide, ou la condensation de vapeur d'eau, la vitesse de circulation a peu d'importance et l'espacement des chicanes est exclusivement déterminé par ce critère de longueur maximale non soutenue. Les chicanes peuvent être de plusieurs types. Une entaille de vidange, qui doit être assez petite pour ne pas trop perturber l'écoulement, est généralement prévue à la partie inférieure de la chicane afin de permettre la vidange de l'échangeur. [4]

2.4. Echangeurs compacts

Les échangeurs de chaleur sont de quatre (4) types :

➤ Echangeurs à lamelle

Les échangeurs à lamelles peuvent être considérés comme une variante améliorée des échangeurs tubulaires conventionnels : le faisceau tubulaire est remplacé par un faisceau lamellaire. Les lamelles sont constituées par deux bandes de tôle soudées deux à deux. Elles sont assemblées pour former un faisceau qui s'insère dans une calandre cylindrique avec une extrémité fixe et un joint d'expansion à l'autre extrémité, de façon à permettre la dilatation.

Le faisceau peut être facilement retiré de la calandre (Figure I.17). L'appareil peut être utilisé en condenseur ou en rebouilleur et présente l'avantage d'un faible volume de rétention. [5]



Figure I.17 : Schéma d'un échangeur à lamelle

➤ Echangeurs spirales

Un échangeur spiral est constitué de deux bandes métalliques séparées par des entretoises (pions) et enroulées de façon à constituer un corps spiral à double canal comme indiqué dans la Figure I.18.

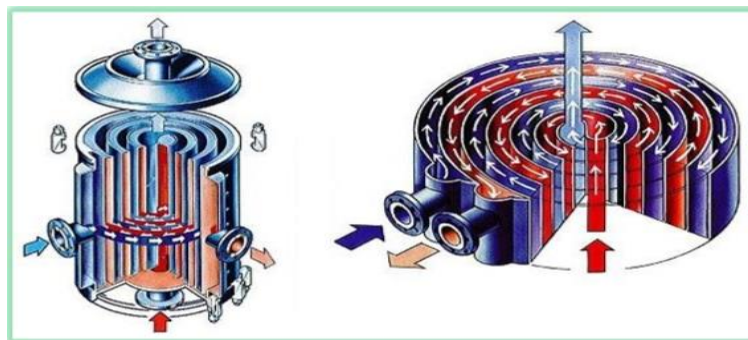


Figure I.18 : Echangeur à spirale

1^{er} modèle : cet échangeur est particulièrement conçu pour des échanges de chaleur entre fluides sans variation de phase. Les fluides circulent à contre-courant et admis alternativement au centre et la périphérie. Les canaux alternés sont soudés de telle sorte que

l'on puisse avoir accès à chaque canal par démontage de chaque couvercle. 2^{ème} modèle : cet échangeur est conçu pour servir de condenseur ; le premier fluide circule à l'intérieur du corps spiral fermé, les vapeurs circulent dans l'espace complètement ouvert. De très grands débits peuvent être véhiculés à travers l'échangeur, sans perte de charge excessive, ce qui rend ce type de condenseur particulièrement intéressant pour une utilisation sous vide. 3^{ème} modèle : cet appareil est particulièrement conçu pour la condensation de vapeur et le sous refroidissement des condensats et des inertes ; les circulations sont combinées contre-courant et courant croisé.

➤ Echangeurs à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans (Figure I.19).

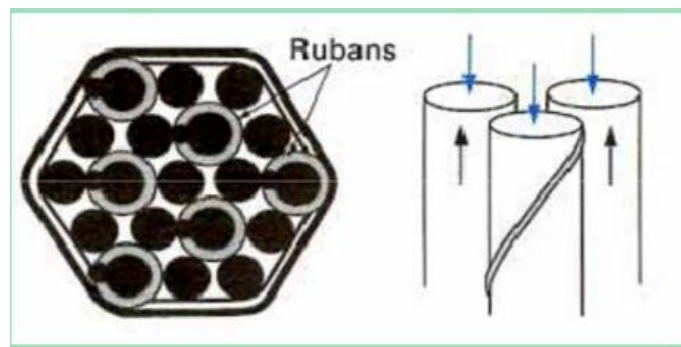


Figure I.19 : Echangeur à tubes rapprochés [5].

➤ Echangeurs à plaques et joints

Ce sont des échangeurs dont la surface d'échange est composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrés les uns contre les autres à l'aide de tirants entre deux plaques, l'un fixe, l'autre mobile comme indiqué dans la Figure I.20. Les applications des échangeurs à plaques et joints sont limitées par la pression maximale de service, la pression différentielle entre les deux fluides et la température maximale de service. Actuellement, on peut admettre des pressions de service d'environ 16 bars avec des pressions différentielles d'environ 10 bars. La température maximale de service de fonctionnement pour les hautes températures est d'environ 200 °C et -162 °C pour les températures cryogéniques. [5]

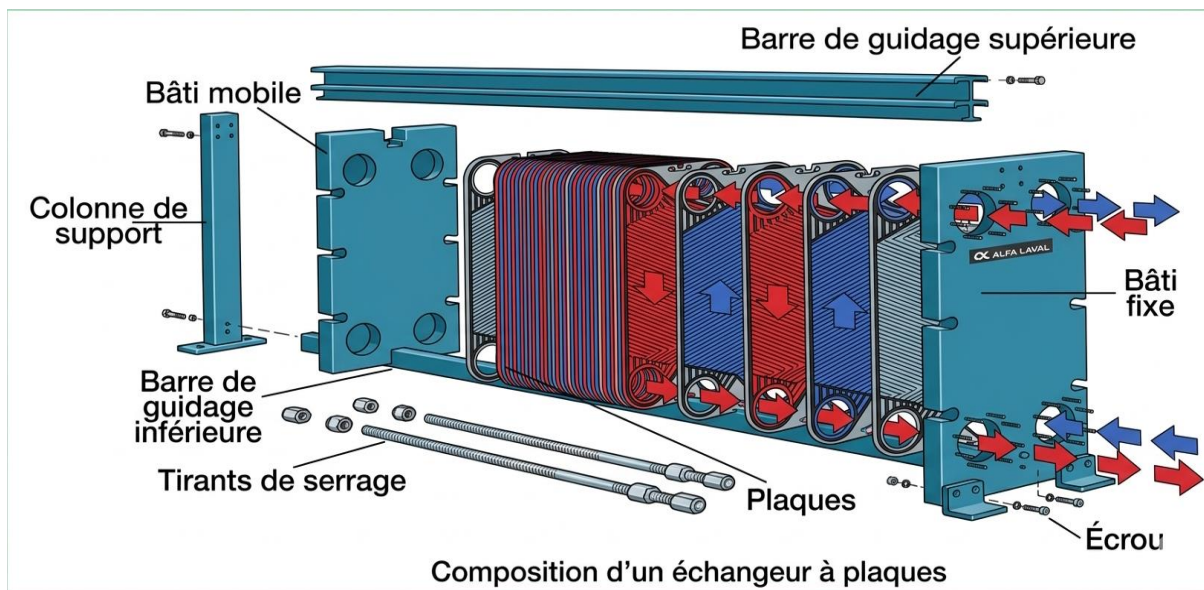


Figure I.20 : Echangeur à plaque et joint

I.3.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les généralités sur les échangeurs de chaleur, en rappelant les principes fondamentaux du transfert thermique. Nous avons ensuite décrit les principaux types industriels : échangeurs tubulaires, multitubulaires (calandre et tubes) et compacts, avec leurs domaines d'application respectifs. L'analyse s'est focalisée sur les composants mécaniques essentiels que sont la calandre, les plaques tubulaires, les tubes et les chicane. Nous avons expliqué le rôle spécifique de chaque élément : la calandre contient le fluide côté calandre, les plaques tubulaires assurent la fixation des tubes, les tubes constituent la surface d'échange thermique, et les chicanes augmentent la turbulence pour améliorer le transfert. Nous avons montré que l'agencement harmonieux de ces composants conditionne les performances thermiques et mécaniques globales de l'appareil. Une bonne conception permet de résister aux contraintes thermomécaniques, d'assurer l'étanchéité et de faciliter la maintenance. Les échangeurs multitubulaires se révèlent particulièrement adaptés aux conditions sévères (hautes pressions et températures). Ce chapitre a ainsi posé les bases techniques nécessaires pour aborder, dans la suite du travail, le dimensionnement et le choix technologique des échangeurs de chaleur industriels.

Chapitre II

II. 1: rappel sur le transfert de chaleur

II.1.1. Introduction

Le transfert de chaleur est un phénomène fondamental dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans les échangeurs de chaleur, les systèmes de refroidissement et les procédés énergétiques. Il correspond au passage de l'énergie thermique d'un milieu à un autre sous l'effet d'une différence de température [6].

On distingue généralement trois modes principaux de transfert de chaleur :

La conduction : transfert de chaleur à travers un milieu solide ou immobile, dû à un gradient de température.

La convection : transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide en mouvement.

Le rayonnement : transfert d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques, sans support matériel.

Dans les échangeurs de chaleur, les mécanismes dominants sont la conduction à travers les parois solides et la convection entre les fluides et les surfaces d'échange [7].

Cependant, les performances du transfert thermique restent fortement dépendantes des propriétés thermophysiques des fluides utilisés. Les fluides conventionnels présentent des limitations, notamment une faible conductivité thermique, ce qui réduit l'efficacité globale des systèmes [8].

Dans ce contexte, l'utilisation des nanofluides apparaît comme une solution innovante visant à améliorer les performances du transfert de chaleur. L'ajout de nanoparticules permet de modifier les propriétés du fluide et d'augmenter sa capacité à transférer la chaleur.

Cette section constitue une base théorique essentielle pour comprendre les mécanismes de transfert thermique dans les nanofluides et leur application dans les échangeurs de chaleur.

II.1.2. Modes de transfert de chaleur

Il y a trois modes de transfert de chaleur :

- 1- Conduction
- 2- Convection
- 3- Rayonnement

➤ Conduction

C'est un processus d'échange de chaleur entre les particules des corps en présence d'un gradient de température (fig2.1). L'essentiel de ce transfert résulte de la transmission d'une énergie cinétique des particules infimes composant le corps (oscillations des molécules, mouvements des électrons, ... etc.).

La conduction thermique à l'état pur ne se manifeste que dans les corps solides et dans les couches minces et immobiles de liquides ou de gaz. Les lois fondamentales du transfert par conduction sont en complète analogie avec celles de la conduction électrique. Fourier dès 1822, écrit l'expression du flux élémentaire de chaleur q pendant le temps dt sous la forme suivante:

$$q = \frac{dQ}{ds \cdot dt} = -\lambda \frac{dT}{dl} \quad (\text{II.1})$$

Où :

q : flux de chaleur en Kcal /h.m².°C

dQ : quantité de chaleur

dt : temps

dT : température

dl : épaisseur du matériau traversé par le flux de chaleur

ds : section traversée par le flux de chaleur

λ : coefficient de conductivité thermique du matériau

Le signe moins signifie que le flux calorifique va du chaud au froid. Le signe du gradient de température est opposé à celui du flux [7].

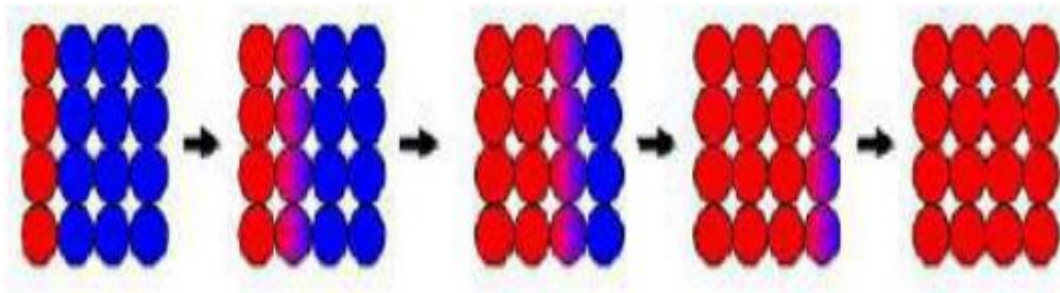


Figure II.1 : transfert de chaleur par conduction d'un corps [1]

➤ Convection

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide liquide ou gazeux. Ce mode de transmission se trouve dans l'échange qui a lieu entre une paroi et un fluide. En réalité, il s'agit d'une combinaison du phénomène de conduction avec celui d'un transfert de matière. La paroi, (supposée chaude, par exemple) cède, par une conduction, de la chaleur au fluide adjacent qui la transmet de couche en couche, dans une direction perpendiculaire à la paroi toujours par conduction. En outre le mouvement du fluide permet à l'énergie ainsi accumulée de s'écouler vers les régions les plus froides. Si le mouvement est « turbulent », un brassage énergétique des particules de fluide en mouvement permet un transport d'énergie considérable, dans la direction perpendiculaire à la paroi. On distingue la convection forcée et la convection naturelle (libre). Dans la première, le mouvement du fluide est dû à l'action d'une pompe, d'un ventilateur ou d'une cheminée placée dans le circuit. Dans la deuxième, le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles-mêmes dues à des différences de températures existantes dans le fluide. Le transfert de chaleur par convection dans les machines électriques se fait entre les surfaces solides de la machine et le milieu fluide, dans ou autour de la machine : entre la surface externe du rotor et l'entrefer, entre la surface interne du stator et l'entrefer, entre la surface externe du stator et l'environnement ainsi qu'entre les têtes de bobines et le fluide environnant. Loi fondamentale de la convection Le phénomène global de la convection, peut s'exprimer sous la forme suivante : [8].

$$\varphi = h \cdot s(T - T_e) \quad (\text{II.2})$$

Où :

h : coefficient de transfert thermique [w/m².°C].

S : aire de la section traversée par le flux de chaleur [m²].

T_e : Température de l'entourage (fluide) [°C].

T : Température de la surface du corps [°C].

Cette équation est appelée loi de Newton. La relation donnant le coefficient d'échange par convection est exprimée par :

$$h = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_h} \quad (\text{II.3})$$

Où :

Nu : nombre de Nusselt.

λ : Conductivité thermique du fluide [W.m⁻¹.Co⁻¹].

D_h : Diamètre hydraulique [m] qui est défini par la relation suivante :

$$D_h = \frac{4 \cdot S_p}{P_m} \quad (\text{II.4})$$

S_p étant l'aire de la section de passage et P_m le périmètre mouillé. La valeur du nombre de Nusselt dépend du type de convection naturelle ou forcée.

➤ .Convection naturelle

La forme générale de la corrélation pour la convection naturelle est la suivante:

$$Nu = a(G_r \cdot Pr)^b \quad (\text{II.5})$$

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{II.6})$$

Où :

C_p : Capacité calorifique du fluide [$J.kg^{-1} Co^{-1}$],

μ : Viscosité dynamique du fluide [$kg.s^{-1}.m^{-1}$].

Nombre de Grashof

$$Gr = \frac{\beta.g.\Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2} \quad (II.7)$$

Où :

β : Coefficient de dilatation cubique du fluide [$^{\circ}C^{-1}$],

g : Force de gravitation [$m.s^{-2}$],

ΔT : Différence de température entre la surface et le fluide [$^{\circ}C$]

L : Hauteur ou diamètre géométrique [m].

➤ **Convection forcée**

La forme générale de la corrélation pour la convection forcée est :

$$Nu = a(Re)^b.(Pr)^c \quad (II.8)$$

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho.v.D_h}{\mu} \quad (II.9)$$

Où :

ρ : Densité volumique du fluide [$kg.m^{-3}$]

v : Vitesse du fluide [$m.s^{-1}$]

a , b et c sont des coefficients qui dépendent du régime de convection et de la géométrie.

Dans le cas d'une convection forcée, le paramètre permettant de déterminer si

l'écoulement est laminaire ou turbulent est le nombre de Reynolds. Pour une géométrie

annulaire simple, on préfère souvent utiliser le nombre de Taylor au lieu du nombre de Reynolds. C'est donc cette modélisation qui est le plus souvent retrouvée pour l'étude des transferts thermiques dans l'entrefer des machines électriques [8].

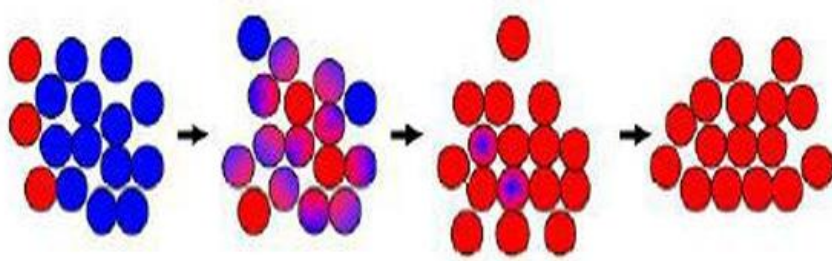


Figure II.2 : transfert de chaleur par convection d'un fluide.

➤ Rayonnement

Le Rayonnement est l'écoulement de chaleur par ondes électromagnétique d'un corps haute température vers un corps à température plus basse. Il y a rayonnement lorsque les corps sont séparés par des molécules soit lorsqu'ils se trouvent dans le vide. Le rayonnement permet le transfert de chaleur sans aucun intermédiaire matériel (comme le soleil qui transmet la chaleur vers les planets). L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de STEFAN BOLTZMAN [8].

$$\phi = \sigma \cdot \epsilon \cdot T \quad (\text{II.10})$$

Avec :

ϕ : Quantité de chaleur échangée [w]

σ : Constante de STEFANBOLTZMANN[w/ (m².K⁴)]

ϵ :Émissivité thermique du matériau

T :Température du corps [K][6]

II. 2: Généralité sur la mécanique des fluides et les nanofluides

II.2.1. Introduction à la mécanique des fluides

La mécanique des fluides est une branche de la physique qui étudie le comportement des fluides (liquides et gaz) au repos et en mouvement [9]. Elle joue un rôle fondamental dans l'analyse des systèmes industriels, notamment les échangeurs de chaleur, où les phénomènes d'écoulement influencent directement les performances thermiques [10].

Dans ce contexte, la compréhension des lois régissant l'écoulement des fluides est essentielle pour évaluer les paramètres thermo-hydrauliques tels que les pertes de charge, le régime d'écoulement et le transfert de chaleur [11].

Il est à noter que les notions de transfert de chaleur ont été présentées dans le chapitre précédent. Le présent chapitre se concentre sur les aspects hydrodynamiques ainsi que sur l'introduction des nanofluides

II.2.2. Propriétés des fluides

Les propriétés physiques des fluides jouent un rôle essentiel dans l'analyse des phénomènes d'écoulement et de transfert thermique. Elles influencent directement le comportement hydrodynamique ainsi que les performances thermo-hydrauliques des systèmes étudiés [9].

Parmi les principales propriétés des fluides, on distingue :

- **La masse volumique (ρ)** : elle représente la masse par unité de volume et s'exprime par la relation :

$$\rho = m / V \quad (\text{II.11})$$

où m est la masse (kg) et V le volume (m^3).

- **La viscosité dynamique (μ)** : elle caractérise la résistance du fluide à l'écoulement. Plus la viscosité est élevée, plus le fluide s'écoule difficilement [10].
- **La pression (P)** : elle correspond à la force exercée par unité de surface :

$$P = F / S \quad (\text{II.12})$$

où F est la force (N) et S la surface (m^2).

Ces propriétés sont fondamentales pour déterminer le régime d'écoulement, les pertes de charge et les échanges thermiques dans les systèmes industriels [11].

II.2.3. Régimes d'écoulement

Le régime d'écoulement d'un fluide caractérise la manière dont les particules du fluide se déplacent dans un conduit. Il dépend principalement de la vitesse d'écoulement, des propriétés du fluide et des dimensions du système [9].

Le régime d'écoulement est déterminé à l'aide du nombre de Reynolds (Re), défini par la relation suivante :

$$Re = (\rho \cdot V \cdot D) / \mu \quad (II.13)$$

où ρ est la masse volumique (kg/m^3), V la vitesse moyenne du fluide (m/s), D le diamètre hydraulique (m) et μ la viscosité dynamique ($\text{Pa}\cdot\text{s}$).

On distingue généralement trois régimes d'écoulement :

- **Régime laminaire** : pour $Re < 2300$, l'écoulement est ordonné et les couches de fluide glissent les unes sur les autres sans mélange important.
- **Régime de transition** : pour $2300 < Re < 4000$, l'écoulement devient instable et présente des fluctuations.
- **Régime turbulent** : pour $Re > 4000$, l'écoulement est chaotique avec un mélange intense, ce qui favorise le transfert de chaleur [10].

La détermination du régime d'écoulement est essentielle pour choisir les corrélations appropriées et pour analyser les performances hydrauliques et thermiques des échangeurs de chaleur [11].

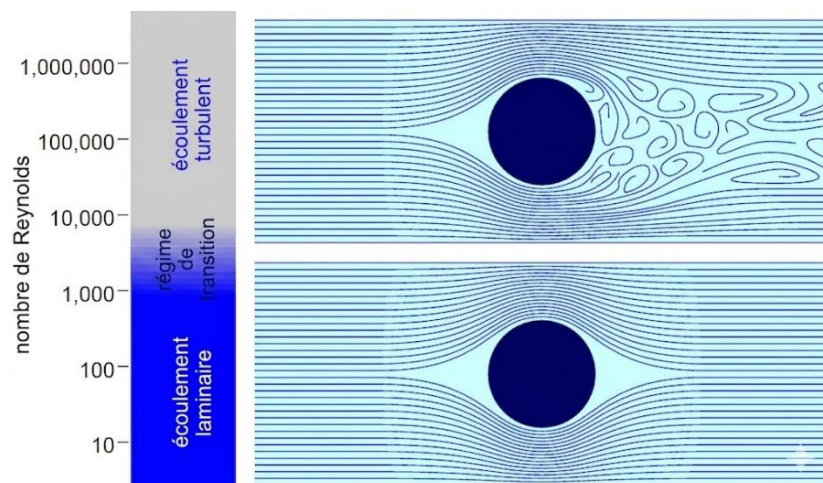


Figure II.3: Régimes d'écoulement en fonction du nombre de Reynolds

II.2.4. Équations fondamentales

L'étude de l'écoulement des fluides repose sur des équations fondamentales qui traduisent les lois de conservation de la masse et de la quantité de mouvement [9].

- **Équation de continuité (conservation de la masse) :**

Elle exprime que la masse du fluide se conserve au cours de l'écoulement :

$$\rho_1 \cdot V_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot S_2 \quad (\text{II.14})$$

Dans le cas d'un fluide incompressible :

$$V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 \quad (\text{II.15})$$

où V est la vitesse (m/s) et S la section (m²).

- **Équation de Navier–Stokes (conservation de la quantité de mouvement) :**

Cette équation décrit le mouvement du fluide en tenant compte des forces appliquées (pression, viscosité, forces extérieures). Elle peut être écrite sous forme simplifiée comme suit :

$$\rho (dV/dt) = -\nabla P + \mu \nabla^2 V \quad (\text{II.16})$$

où P est la pression et μ la viscosité dynamique.

Ces équations permettent de modéliser le comportement des fluides dans les systèmes industriels et constituent la base de l'analyse hydrodynamique [10].

II.2.5. Pertes de charge

Les pertes de charge représentent la diminution de la pression du fluide lors de son écoulement dans une conduite ou un échangeur de chaleur. Elles sont dues aux frottements internes du fluide ainsi qu'aux obstacles rencontrés dans le système [14].

On distingue deux types de pertes de charge :

- **Les pertes de charge linéaires :** dues aux frottements le long des parois du conduit. Elles sont exprimées par la relation :

$$\Delta P = f \cdot (L / D) \cdot (\rho \cdot V^2 / 2) \quad (\text{II.17})$$

où f est le facteur de frottement, L la longueur du conduit, D le diamètre hydraulique, ρ la masse volumique et V la vitesse du fluide.

- **Les pertes de charge singulières** : causées par les changements de direction, les vannes, les coudes ou les obstacles présents dans le circuit.

Les pertes de charge jouent un rôle important dans l'évaluation des performances hydrauliques, car une augmentation de la viscosité, comme dans le cas des nanofluides, peut entraîner une augmentation de ces pertes [12].

Ainsi, l'analyse des pertes de charge permet d'établir un compromis entre l'amélioration du transfert thermique et les contraintes hydrauliques.

II.2.6. Définition des nanofluides

Les nanofluides sont des fluides innovants obtenus par la dispersion de nanoparticules solides de taille nanométrique (1 à 100 nm) dans un fluide de base tel que l'eau, l'huile ou l'éthylène glycol [13].

Le concept de nanofluide a été introduit pour la première fois par Choi en 1995 afin d'améliorer les propriétés thermiques des fluides conventionnels, notamment leur conductivité thermique [13].

L'ajout de nanoparticules modifie les propriétés thermophysiques du fluide de base, ce qui peut entraîner une amélioration significative du transfert de chaleur. Ces propriétés incluent principalement la masse volumique, la viscosité, la conductivité thermique et la chaleur spécifique.

Les nanofluides sont aujourd'hui largement étudiés dans le domaine des échangeurs de chaleur et des systèmes énergétiques en raison de leur potentiel à améliorer les performances thermo-hydrauliques [14].

II.2.7. Composition des nanofluides

Un nanofluide est constitué de deux éléments principaux : le fluide de base et les nanoparticules solides dispersées dans ce fluide [13].

- **Fluide de base :**

Il s'agit du fluide porteur dans lequel les nanoparticules sont dispersées. Les fluides les plus utilisés sont l'eau, l'éthylène glycol, l'huile ou leurs mélanges. Le choix du fluide dépend de l'application et des conditions de fonctionnement.

- **Nanoparticules :**

Ce sont des particules solides de taille nanométrique (1 à 100 nm). Elles peuvent être de différentes natures :

oxydes métalliques : Al_2O_3 , CuO , TiO_2 ;

métaux : Cu , Ag ;

matériaux carbonés : nanotubes de carbone, graphène.

Le choix des nanoparticules dépend des propriétés recherchées, notamment l'amélioration de la conductivité thermique, la stabilité du fluide et le coût.

Dans cette étude, le nanofluide utilisé est constitué de nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) dispersées dans l'eau, en raison de ses bonnes performances thermiques et de sa large utilisation dans la littérature [13].

II.2.8. Modèles mathématiques des nanofluides

L'étude des nanofluides nécessite l'utilisation de modèles mathématiques permettant d'évaluer leurs propriétés thermophysiques en fonction de la fraction volumique des nanoparticules [14].

- **Masse volumique du nanofluide :**

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \cdot \rho_f + \varphi \cdot \rho_p \quad (\text{II.18})$$

- **Chaleur spécifique du nanofluide :**

$$Cp_{nf} = \frac{[(1 - \varphi) \cdot \rho_f \cdot Cp_f + \varphi \cdot \rho_p \cdot Cp_p]}{\rho_{nf}} \quad (\text{II.19})$$

- **Viscosité dynamique (modèle d'Einstein) :**

$$\mu_{nf} = \mu_f \cdot (1 + 2.5 \cdot \varphi)$$

- **Conductivité thermique (modèle de Maxwell) :**

$$k_{nf} = \frac{k_f \cdot [(k_p + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_p))]}{(k_p + 2k_f + \varphi(k_f - k_p))} \quad (\text{II.20})$$

où :

- φ : fraction volumique des nanoparticules
- f : fluide de base (eau)
- p : nanoparticules (Al_2O_3)

Ces modèles permettent de prédire le comportement du nanofluide et d'analyser son influence sur les performances thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur [14].

II.2.9. Avantages et limites des nanofluides

Les nanofluides présentent plusieurs avantages qui expliquent l'intérêt croissant pour leur utilisation dans les systèmes thermiques modernes [13].

Parmi les principaux avantages :

- amélioration de la conductivité thermique du fluide ;
- augmentation du coefficient de transfert de chaleur ;
- amélioration de l'efficacité des échangeurs thermiques ;
- possibilité de réduire la taille des équipements pour une même performance.

Cependant, l'utilisation des nanofluides présente également certaines limites :

- augmentation de la viscosité du fluide ;
- accroissement des pertes de charge ;
- risque d'agglomération des nanoparticules ;
- problèmes de stabilité de la suspension ;
- coût plus élevé par rapport aux fluides conventionnels.

Ainsi, l'utilisation des nanofluides nécessite un compromis entre les gains thermiques obtenus et les contraintes hydrauliques et économiques associées [14].

II.3.Conclusion

Dans ce chapitre, les notions fondamentales relatives au transfert de chaleur et à la mécanique des fluides ont été présentées. Les différents modes de transfert thermique, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement, ont permis de comprendre les mécanismes d'échange d'énergie thermique dans les systèmes industriels.

Par ailleurs, l'étude des paramètres hydrodynamiques et des nombres adimensionnels, tels que les nombres de Reynolds, de Prandtl et de Nusselt, a permis de caractériser le comportement des fluides et leur influence sur le transfert de chaleur.

Une attention particulière a également été portée aux nanofluides, notamment leurs propriétés thermophysiques et leur rôle dans l'amélioration des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

L'ensemble de ces notions constitue une base théorique essentielle pour l'analyse thermohydraulique des échangeurs de chaleur et pour l'étude comparative entre les fluides conventionnels et les nanofluides dans les chapitres suivants.

Chapitre III

III.1. Introduction

Ce chapitre présente les bases théoriques nécessaires au calcul des performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à courant croisé. Il a pour objectif d'introduire les différentes relations permettant d'évaluer le transfert thermique ainsi que le comportement hydrodynamique des fluides en écoulement.

L'analyse repose sur l'utilisation de deux méthodes principales, à savoir la méthode de la différence de température logarithmique moyenne (LMTD) et la méthode de l'efficacité-NTU. Ces approches permettent de déterminer le flux de chaleur échangé, le coefficient global de transfert thermique ainsi que l'efficacité de l'échangeur.

Par ailleurs, les paramètres hydrodynamiques tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt et les pertes de charge sont également pris en compte afin d'évaluer les performances globales du système.

Les équations présentées dans ce chapitre constituent ainsi une base théorique indispensable pour l'étude comparative entre le fluide conventionnel (eau) et le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$).

III.2. Données de base

L'évaluation des performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur repose sur un ensemble de données géométriques et thermophysiques relatives au système étudié. Les principales données utilisées sont les suivantes :

Caractéristiques géométriques de l'échangeur : longueur ($L = 600$ mm), largeur ($l = 600$ mm), hauteur ($H = 60$ mm), diamètre des tubes ($D = 30$ mm).

Conditions thermiques : températures d'entrée des fluides chaud et froid, ainsi que la température de l'air de refroidissement.

Fluides utilisés : eau (fluide de référence), nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ avec une fraction volumique ($C_v = 3\%$), et air.

Propriétés thermophysiques : masse volumique (ρ), viscosité dynamique (μ), conductivité thermique (k), chaleur spécifique (C_p), déterminées à une température de référence.

Paramètres d'écoulement : vitesse moyenne ou débit massique des fluides.

Ces données constituent la base nécessaire pour l'application des relations théoriques présentées dans ce chapitre et pour l'analyse des performances de l'échangeur de chaleur.

III.3. Hypothèses de calcul

Afin de simplifier l'analyse du fonctionnement de l'échangeur de chaleur et de faciliter l'application des relations théoriques, les hypothèses suivantes sont adoptées :

- le régime d'écoulement est permanent ;
- les fluides sont incompressibles ;
- les propriétés thermophysiques des fluides sont constantes ;
- l'échange thermique avec l'environnement est négligeable ;
- la conduction thermique dans les parois est négligée ;
- l'écoulement est uniforme dans les sections de passage ;
- les effets de rayonnement thermique sont négligeables.

Ces hypothèses permettent de simplifier les modèles mathématiques tout en conservant une précision acceptable dans l'évaluation des performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur [10].

III.4. Calcul du flux thermique

Le flux thermique échangé entre les deux fluides dans un échangeur de chaleur représente la quantité d'énergie transférée par unité de temps. Il constitue un paramètre essentiel pour l'évaluation des performances thermiques du système.

Il est exprimé par la relation suivante :

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (III.1)$$

où :

- Q : flux thermique (W) ;
- $\dot{m}$: débit massique du fluide ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) ;

- **C_p** : chaleur spécifique ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) ;
- **T_{in}, T_{out}** : températures d'entrée et de sortie (K ou °C).

Cette relation permet de déterminer la puissance thermique échangée entre les fluides à partir des conditions d'écoulement et des propriétés thermophysiques [10].

III.5. Utilisation du LMTD

➤ Définition de la méthode LMTD

La méthode de la différence de température logarithmique moyenne (LMTD : Log Mean Temperature Difference) est une approche analytique utilisée pour déterminer le flux thermique échangé dans un échangeur de chaleur [1].

Elle repose sur le fait que la différence de température entre les deux fluides varie le long de l'échangeur. Afin de prendre en compte cette variation, on utilise une différence de température moyenne équivalente appelée différence de température logarithmique moyenne.

Cette méthode permet ainsi d'évaluer de manière précise la performance thermique d'un échangeur de chaleur en régime permanent, en tenant compte des températures d'entrée et de sortie des fluides [15].

➤ Expression du flux thermique

Le flux thermique échangé dans un échangeur de chaleur peut être exprimé à l'aide de la relation fondamentale suivante [10] :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{III.2})$$

où :

- (**Q**) : flux thermique échangé (W)
- (**U**) : coefficient global de transfert thermique ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)
- (**A**) : surface d'échange thermique (m^2)
- (**ΔT_{lm}**) : différence de température logarithmique moyenne (K)

Cette relation montre que le flux de chaleur dépend à la fois des caractéristiques géométriques de l'échangeur (surface d'échange), des propriétés thermiques du système (coefficient global (U)) ainsi que de la différence de température entre les deux fluides.

Dans le cas des échangeurs de chaleur à courant croisé, cette expression peut être corrigée en introduisant un facteur de correction (F), afin de tenir compte de la configuration réelle de l'écoulement [15] :

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{III.3})$$

où (F) est un facteur sans dimension dépendant du type d'échangeur et des conditions d'écoulement.

➤ **Définition de la différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{lm})**

La différence de température logarithmique moyenne, notée ΔT_{lm} , représente une moyenne pondérée de la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid le long de l'échangeur de chaleur [1].

Elle est définie par la relation suivante :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{III.4})$$

où :

- ΔT_1 : différence de température à une extrémité de l'échangeur
- ΔT_2 : différence de température à l'autre extrémité

Les différences de température sont exprimées comme suit :

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

Cette formulation permet de tenir compte de la variation non linéaire de la température entre les deux fluides. Contrairement à une moyenne arithmétique simple, la moyenne logarithmique fournit une estimation plus précise de la force motrice du transfert thermique [15].

➤ Températures des fluides

Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, la connaissance des températures des fluides à l'entrée et à la sortie est essentielle pour évaluer le transfert thermique.

On distingue deux types de fluides :

Le fluide chaud (h)

Le fluide froid (c)

Les températures caractéristiques sont définies comme suit :

$T_{h,in}$: température d'entrée du fluide chaud

$T_{h,out}$: température de sortie du fluide chaud

$T_{c,in}$: température d'entrée du fluide froid

$T_{c,out}$: température de sortie du fluide froid

Ces températures permettent de déterminer les différences de température nécessaires au calcul de la différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{lm}).

Elles constituent également des paramètres fondamentaux pour l'évaluation des performances thermiques de l'échangeur de chaleur [1].

➤ Signification physique du LMTD

La différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{lm}) représente la force motrice du transfert de chaleur dans un échangeur thermique [1].

Dans un échangeur de chaleur, la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid n'est pas constante le long de l'échangeur. Elle varie progressivement entre l'entrée et la sortie des fluides.

Ainsi, l'utilisation d'une moyenne arithmétique simple ne permet pas de représenter correctement cette variation. La méthode du LMTD introduit une moyenne logarithmique qui prend en compte cette évolution non linéaire des températures.

Cette grandeur permet donc d'obtenir une valeur moyenne équivalente de la différence de température, qui reflète de manière plus réaliste les conditions réelles de transfert thermique.

En conséquence, ΔT_{lm} est un paramètre fondamental pour le dimensionnement et l'analyse des performances des échangeurs de chaleur [15].

➤ **Cas des échangeurs à courant croisé**

Dans les échangeurs de chaleur à courant croisé, les deux fluides s'écoulent suivant des directions perpendiculaires. Cette configuration est largement utilisée dans les applications industrielles en raison de sa compacité et de sa simplicité de conception [1].

Contrairement aux échangeurs à co-courant ou à contre-courant, la distribution des températures dans un échangeur à courant croisé est plus complexe. Par conséquent, l'utilisation directe de la méthode du LMTD nécessite l'introduction d'un facteur de correction noté F .

La relation du flux thermique devient alors :

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (III.5)$$

où :

- Q : flux thermique échangé (W)
- U : coefficient global de transfert thermique (W/m².K)
- A : surface d'échange thermique (m²)
- F : facteur de correction
- ΔT_{lm} : différence de température logarithmique moyenne (K)

Le facteur F dépend principalement du type d'échangeur, des conditions d'écoulement et des températures des fluides. Il est généralement déterminé à partir de diagrammes expérimentaux ou de corrélations disponibles dans la littérature [15].

Ainsi, l'introduction du facteur de correction permet d'obtenir une estimation plus réaliste du transfert thermique dans les échangeurs à courant croisé.

➤ **Domaine d'application de la méthode du LMTD**

La méthode du LMTD est largement utilisée dans l'étude et le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Elle constitue un outil fondamental pour l'évaluation des performances thermiques des systèmes d'échange [1].

Cette méthode est applicable lorsque les températures d'entrée et de sortie des fluides sont connues ou peuvent être déterminées. Elle est généralement utilisée dans les conditions suivantes :

- régime permanent ;
- absence de pertes thermiques importantes vers l'extérieur ;
- propriétés thermophysiques considérées constantes ;
- échange thermique continu entre deux fluides séparés par une paroi.

La méthode du LMTD est utilisée dans plusieurs types d'échangeurs, notamment :

- échangeurs à tubes ;
- échangeurs à plaques ;
- échangeurs à ailettes ;
- échangeurs à courant croisé.

Grâce à sa simplicité et à sa précision, cette méthode reste l'une des approches les plus utilisées dans l'analyse thermique industrielle [15].

➤ **Importance de la méthode du LMTD dans cette étude**

Dans le cadre de ce travail, la méthode du LMTD joue un rôle essentiel dans l'évaluation des performances thermiques de l'échangeur de chaleur à courant croisé étudié.

Elle permet d'estimer le flux thermique échangé entre les deux fluides en tenant compte de la variation réelle des températures le long de l'échangeur. Cette approche offre ainsi une base

fiable pour comparer les performances du fluide conventionnel (eau) avec celles du nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$).

L'utilisation de cette méthode permet également d'analyser l'influence des propriétés thermophysiques du nanofluide sur le transfert de chaleur et sur l'efficacité globale du système.

Par conséquent, la méthode du LMTD constitue un outil théorique fondamental pour interpréter les résultats obtenus et pour mettre en évidence l'amélioration thermo-hydraulique apportée par l'utilisation des nanofluides [1].

III .6. principe de la méthode ε -NTU

➤ Définition et principe de la méthode ε -NTU

La méthode ε -NTU (Effectiveness – Number of Transfer Units) est une approche analytique utilisée pour l'évaluation des performances thermiques des échangeurs de chaleur [15].

Contrairement à la méthode du LMTD, cette approche est particulièrement adaptée lorsque les températures de sortie des fluides ne sont pas connues à l'avance. Elle permet de déterminer la quantité de chaleur échangée à partir des caractéristiques thermiques de l'échangeur et des conditions d'entrée des fluides.

Le principe de cette méthode repose sur deux paramètres fondamentaux :

- **l'efficacité de l'échangeur (ε)**, qui représente la capacité réelle de l'échangeur à transférer la chaleur ;
- **le nombre d'unités de transfert (NTU)**, qui caractérise la performance thermique de l'échangeur.

La méthode ε -NTU est largement utilisée dans les études théoriques, expérimentales et numériques des échangeurs de chaleur en raison de sa simplicité et de sa grande utilité pratique [15].

➤ **Relations fondamentales**

La méthode ε -NTU repose sur deux relations principales : le nombre d'unités de transfert (NTU) et l'efficacité de l'échangeur (ε).

Le nombre d'unités de transfert est défini par :

$$\text{NTU} = (U \cdot A) / C_{\min} \quad (\text{III.6})$$

où :

- U : coefficient global de transfert thermique ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- A : surface d'échange thermique (m^2)
- $C_{\min}$: plus faible capacité calorifique entre les deux fluides (W/K)

La capacité calorifique d'un fluide est donnée par :

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (\text{III.7})$$

où :

- $\dot{m}$: débit massique (kg/s)
- C_p : chaleur spécifique ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)

L'efficacité de l'échangeur est exprimée par la relation suivante :

$$\varepsilon = Q / Q_{\max} \quad (\text{III.8})$$

avec :

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}) \quad (\text{III.9})$$

où :

- Q : flux thermique réel échangé (W)
- $Q_{\max}$: flux thermique maximal théorique (W)

Ces relations permettent de caractériser les performances thermiques de l'échangeur indépendamment de la connaissance directe des températures de sortie [1].

➤ Cas des échangeurs à courant croisé

Dans les échangeurs de chaleur à courant croisé, les deux fluides circulent suivant des directions perpendiculaires. Cette configuration est fréquemment utilisée dans les radiateurs, les systèmes de climatisation et les procédés industriels en raison de sa compacité et de son efficacité [1].

L'application de la méthode ε -NTU à ce type d'échangeur nécessite l'utilisation de relations spécifiques dépendant du mode d'écoulement des fluides (mélangé ou non mélangé).

L'efficacité de l'échangeur à courant croisé dépend principalement des paramètres suivants :

- le nombre d'unités de transfert (NTU) ;
- le rapport des capacités calorifiques ;
- la configuration de l'écoulement ;
- les propriétés thermophysiques des fluides utilisés.

Des corrélations empiriques ou des abaques disponibles dans la littérature permettent de déterminer l'efficacité thermique pour chaque configuration.

Ainsi, la méthode ε -NTU constitue un outil adapté pour l'analyse des échangeurs à courant croisé, notamment lorsque certaines températures de sortie sont inconnues [1].

➤ Avantages et domaine d'application

La méthode ε -NTU présente plusieurs avantages dans l'analyse des échangeurs de chaleur. Elle est particulièrement utile lorsque les températures de sortie des fluides ne sont pas connues, ce qui rend son utilisation plus flexible que la méthode du LMTD dans certains cas [1].

Parmi ses principaux avantages :

- possibilité de déterminer les températures de sortie après calcul ;
- méthode adaptée au dimensionnement des échangeurs ;
- application simple dans les études numériques et expérimentales ;
- large utilisation pour différents types d'échangeurs.

La méthode ε -NTU est appliquée dans plusieurs domaines industriels, notamment :

- systèmes de refroidissement ;

- échangeurs de chaleur compacts ;
- radiateurs automobiles ;
- climatisation et ventilation ;
- récupération d'énergie thermique.

Grâce à sa simplicité et à sa polyvalence, cette méthode reste l'une des approches les plus utilisées dans l'ingénierie thermique moderne [15].

➤ Importance de la méthode ε -NTU dans cette étude

Dans le cadre de ce travail, la méthode ε -NTU constitue une approche complémentaire pour l'évaluation des performances thermiques de l'échangeur de chaleur à courant croisé étudié.

Elle permet d'analyser le comportement de l'échangeur lorsque certaines températures de sortie ne sont pas directement disponibles. Cette méthode offre ainsi une base supplémentaire pour comparer les performances du fluide conventionnel (eau) et du nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$).

L'utilisation de la méthode ε -NTU permet également d'étudier l'influence des propriétés thermophysiques du nanofluide sur l'efficacité de l'échangeur et sur la quantité de chaleur transférée.

Par conséquent, cette approche représente un outil théorique important pour compléter l'analyse thermique et mieux interpréter les résultats obtenus dans cette étude [1].

III.7. Paramètres hydrodynamiques

L'analyse hydrodynamique de l'écoulement des fluides dans l'échangeur de chaleur est essentielle pour évaluer les performances globales du système. Elle repose sur l'utilisation de nombres adimensionnels permettant de caractériser le régime d'écoulement et le transfert de chaleur.

➤ Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds permet de déterminer le régime d'écoulement du fluide :

$$\text{Re} = (\rho \cdot V \cdot D) / \mu \quad (\text{III.10})$$

où :

- ρ : masse volumique ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) ;
- V : vitesse moyenne ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) ;
- D : diamètre hydraulique (m) ;
- μ : viscosité dynamique ($\text{Pa}\cdot\text{s}$).

➤ **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt caractérise l'intensité du transfert de chaleur par convection :

$$\text{Nu} = 0.023 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \quad (\text{III.11})$$

où : Pr est le nombre de Prandtl.

➤ **Coefficient de convection**

Le coefficient de convection est déterminé à partir du nombre de Nusselt :

$$h = (\text{Nu} \cdot k) / D \quad (\text{III.12})$$

où : k est la conductivité thermique du fluide ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).

Ces paramètres permettent d'évaluer le comportement de l'écoulement et son influence sur le transfert thermique dans l'échangeur de chaleur [15].

III.8. Coefficient global de transfert thermique

Le coefficient global de transfert thermique, noté U , caractérise la capacité totale de l'échangeur de chaleur à transférer l'énergie thermique entre les deux fluides. Il regroupe l'ensemble des résistances thermiques rencontrées lors du transfert de chaleur, notamment la convection des deux côtés du fluide et la conduction à travers la paroi.

Le flux thermique échangé peut être exprimé par la relation :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{III.13})$$

où :

- Q : flux thermique (W) ;
- U : coefficient global de transfert thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) ;

- **A** : surface d'échange (m²) ;
- **ΔT_{lm}** : différence de température logarithmique moyenne (K).

➤ Expression du coefficient global

Le coefficient global (U) est déterminé à partir de la somme des résistances thermiques :

$$1/U = 1/h_{int} + R_{paroi} + 1/h_{ext} \quad (\text{III.14})$$

Dans de nombreux cas, la résistance de la paroi est négligeable, ce qui donne :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}}$$

où :

- **h_{int}** : coefficient de convection interne (W·m⁻²·K⁻¹) ;
- **h_{ext}** : coefficient de convection externe (W·m⁻²·K⁻¹) ;
- **R_{paroi}** : résistance thermique de la paroi.

Interprétation physique Plus la valeur de (U) est élevée, plus le transfert thermique est efficace. L'amélioration de (U) peut être obtenue par :

- L'augmentation des coefficients de convection (h) ;
- L'utilisation de fluides à meilleure conductivité thermique (comme les nanofluides) ;
- L'optimisation de la surface d'échange.

Ainsi, le coefficient global (U) constitue un indicateur clé pour évaluer et comparer les performances des échangeurs de chaleur [10].

III.9. Pertes de charge

Les pertes de charge correspondent à la diminution de pression subie par un fluide lors de son écoulement dans un conduit ou un échangeur de chaleur. Elles résultent principalement des frottements internes du fluide et des interactions avec les parois ou les obstacles présents dans le système.

Types de pertes de charge On distingue deux types principaux :

- **Pertes de charge linéaires** : dues aux frottements le long des parois du conduit.
- **Pertes de charge singulières** : causées par les éléments du circuit tels que les coudes, les vannes, les entrées et sorties.

Expression des pertes de charge Les pertes de charge linéaires sont généralement exprimées par la relation de Darcy–Weisbach :

$$\Delta P = f \cdot (L / D) \cdot (\rho \cdot V^2 / 2) \quad (\text{III.15})$$

où :

- ΔP : perte de pression (Pa) ;
- f : facteur de frottement (sans dimension) ;
- L : longueur du conduit (m) ;
- D : diamètre hydraulique (m) ;
- ρ : masse volumique ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) ;
- V : vitesse moyenne du fluide ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$).

Interprétation physique Les pertes de charge dépendent fortement :

- de la viscosité du fluide ;
- de la vitesse d'écoulement ;
- du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) ;
- de la rugosité des parois.

Dans le cas des nanofluides, l'augmentation de la viscosité entraîne généralement une augmentation des pertes de charge, ce qui peut nécessiter une puissance de pompage plus élevée.

Ainsi, l'analyse des pertes de charge est essentielle pour évaluer les performances hydrauliques et déterminer le compromis entre amélioration du transfert thermique et consommation énergétique [10].

III.10. Comparaison des performances

Cette section a pour objectif de comparer les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur en utilisant deux fluides différents : l'eau (fluide de référence) et le nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$. La comparaison repose sur plusieurs paramètres clés :

- **Flux thermique (Q)** : permet d'évaluer la quantité de chaleur transférée. Une augmentation de Q indique une amélioration du transfert thermique.
- **Coefficient global de transfert thermique (U)** : reflète la capacité globale de l'échangeur à transférer la chaleur entre les deux fluides.
- **Efficacité de l'échangeur (ϵ)** : permet de mesurer la performance réelle par rapport au cas idéal.
- **Pertes de charge (ΔP)** : représentent les pertes d'énergie dues à l'écoulement. Une augmentation de ΔP signifie une résistance plus élevée à l'écoulement.

L'analyse comparative consiste à observer l'effet de l'ajout de nanoparticules (fraction volumique $\phi = 3\%$) sur ces paramètres. En général, l'utilisation des nanofluides permet :

- Une augmentation du transfert thermique (Q et U) ;
- Une amélioration de l'efficacité (ϵ) ;
- Une augmentation des pertes de charge (ΔP) due à la hausse de la viscosité.

Ainsi, la comparaison permet de déterminer si le gain thermique obtenu compense les inconvénients hydrauliques, et d'identifier le meilleur compromis pour optimiser les performances de l'échangeur de chaleur [10].

III.11 Conclusion

Dans ce chapitre, les principales relations théoriques nécessaires à l'analyse des performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur ont été présentées. Les méthodes du LMTD et de l'efficacité-NTU ont permis de formuler le calcul du flux thermique et d'évaluer l'efficacité de l'échangeur.

Par ailleurs, l'étude des paramètres hydrodynamiques, notamment les nombres de Reynolds et de Nusselt ainsi que les pertes de charge, a permis de caractériser le comportement de l'écoulement et son influence sur le transfert thermique.

Le coefficient global de transfert thermique a également été introduit comme un indicateur clé des performances de l'échangeur.

L'ensemble de ces relations constitue une base théorique essentielle pour l'analyse comparative entre l'eau et le nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$. Cette approche permettra d'évaluer les avantages thermiques apportés par les nanofluides tout en tenant compte des contraintes hydrauliques associées.

Chapitre IV

IV- 1. Introduction

L'objectif de cette étude numérique est d'évaluer l'influence de l'utilisation des nanofluides ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur à courants croisés, en comparaison avec un fluide de base (eau pure). Les paramètres analysés incluent le coefficient de transfert thermique, la quantité de chaleur échangée, l'efficacité thermique ainsi que les champs de température et d'écoulement. Les résultats obtenus par simulation sous ANSYS Fluent, basée sur la méthode des volumes finis et le modèle de turbulence k- ϵ , permettent de dégager plusieurs tendances significatives.

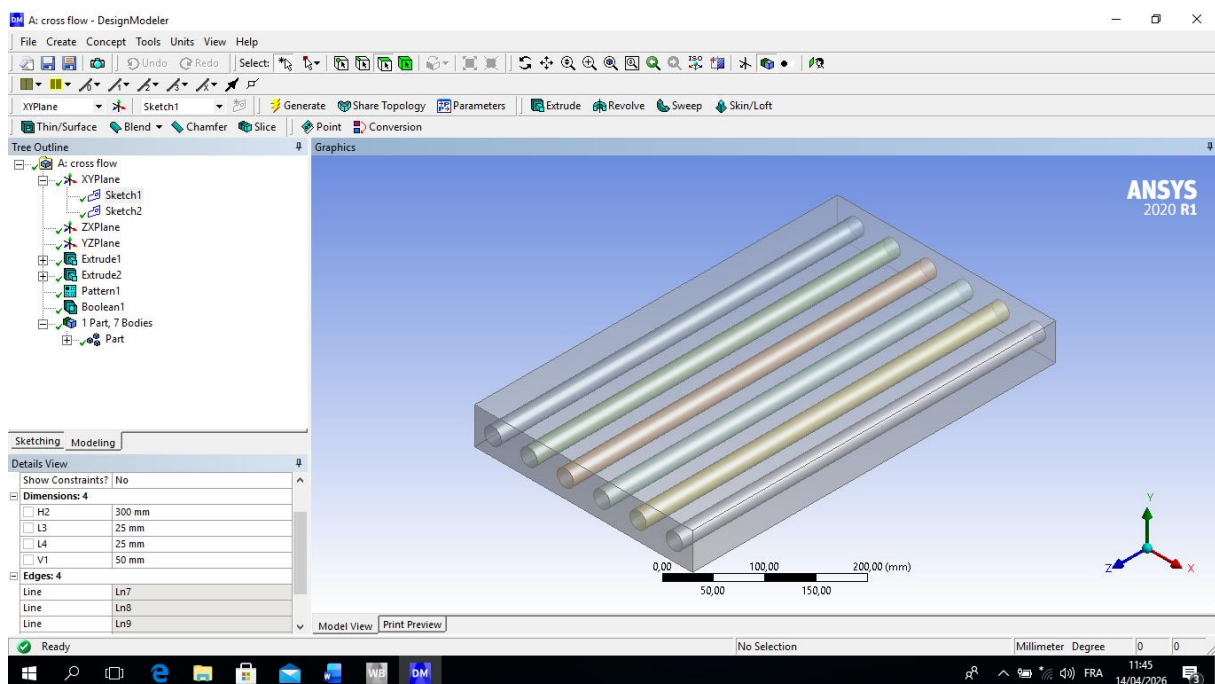
IV- 2. Présentation de logiciel ANSYS Fluent

Le logiciel ANSYS fluent est un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) basé sur la méthode des volumes finis. L'avantage de cette méthode est la présence de toutes les quantités physiques liées au phénomène du transfert thermique quel que soit (température, vitesse, pression etc...) en tous les points dans le domaine étudié.

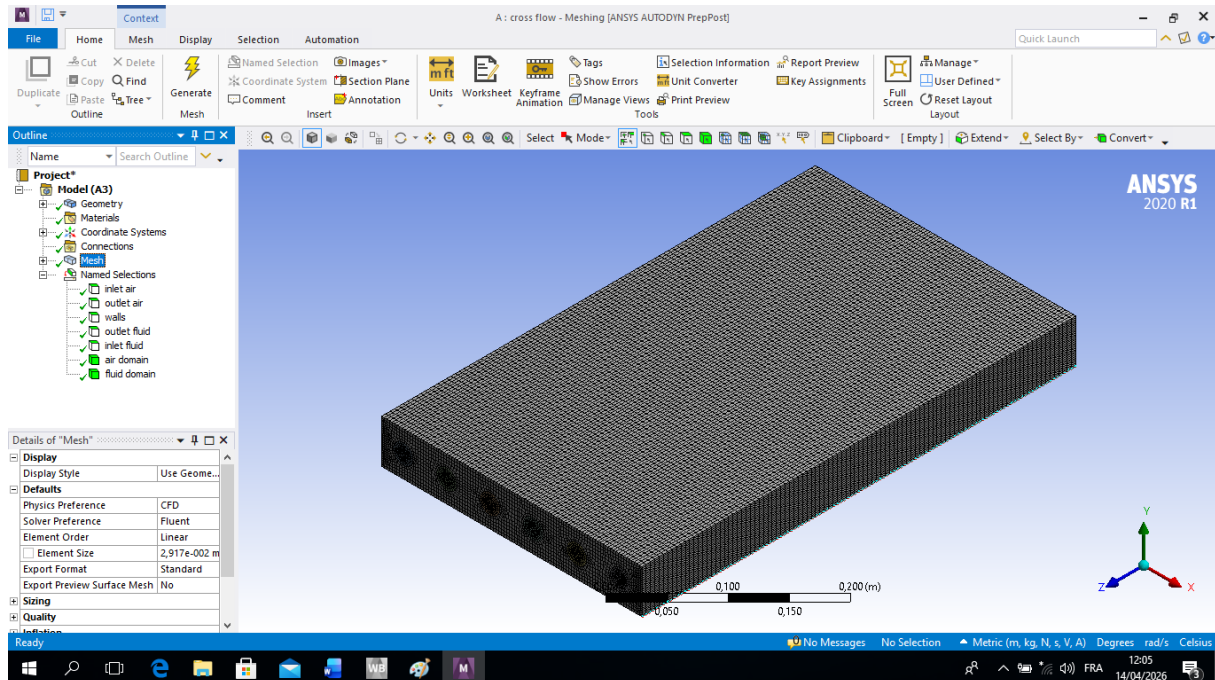
➤ Etapes nécessaires pour simuler un problème par le Code ANSYS fluent

La simulation numérique par le logiciel ANSYS Fluent d'une manière simple, suit les étapes suivantes :

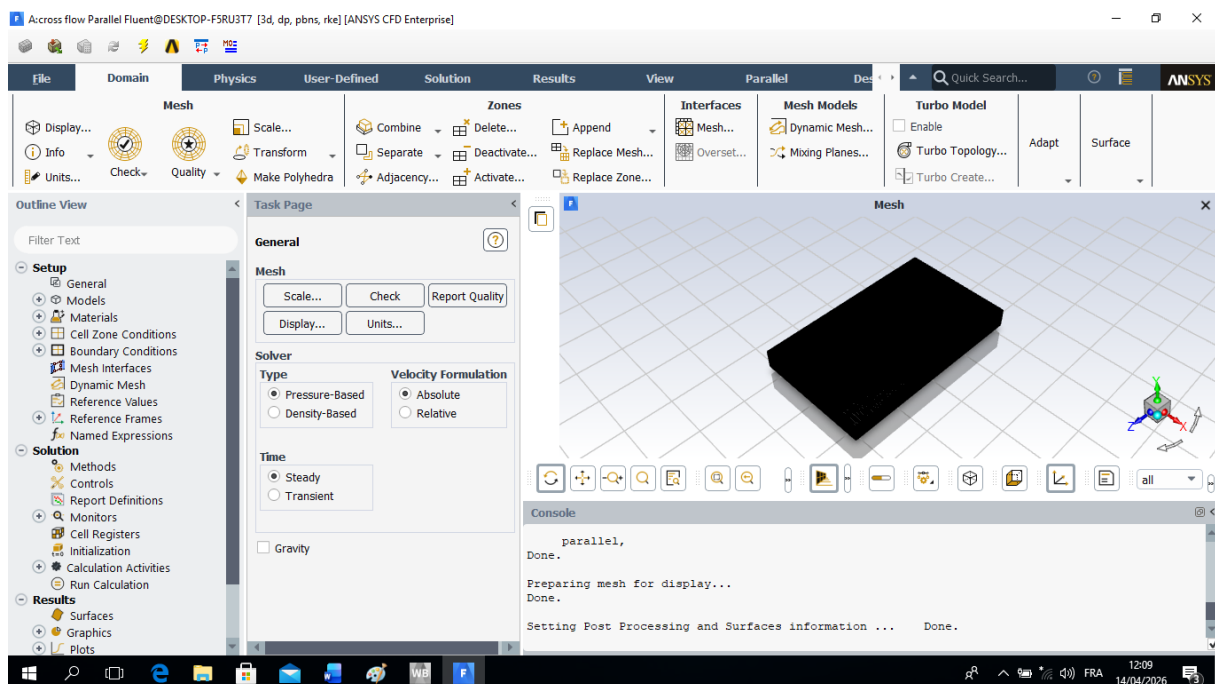
❖ Création de la géométrie sous logiciel Design Modeler



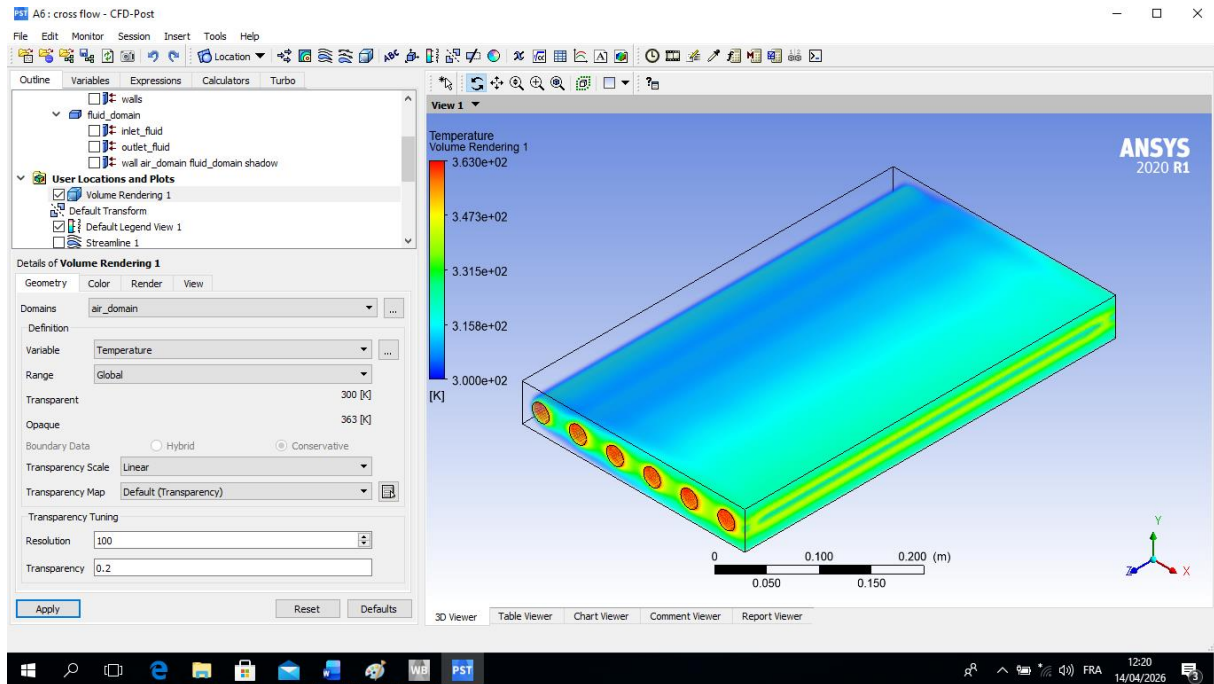
- ❖ Génération de maillage et la définition des conditions aux limites (surfaces, domaines etc...).



- ❖ Définition et calcul sous logiciel fluent pour les différents cas étudiant.



- ❖ Analyse des résultats obtenus sous le programme CFD-Post.



IV-3. Géométrie du modèle

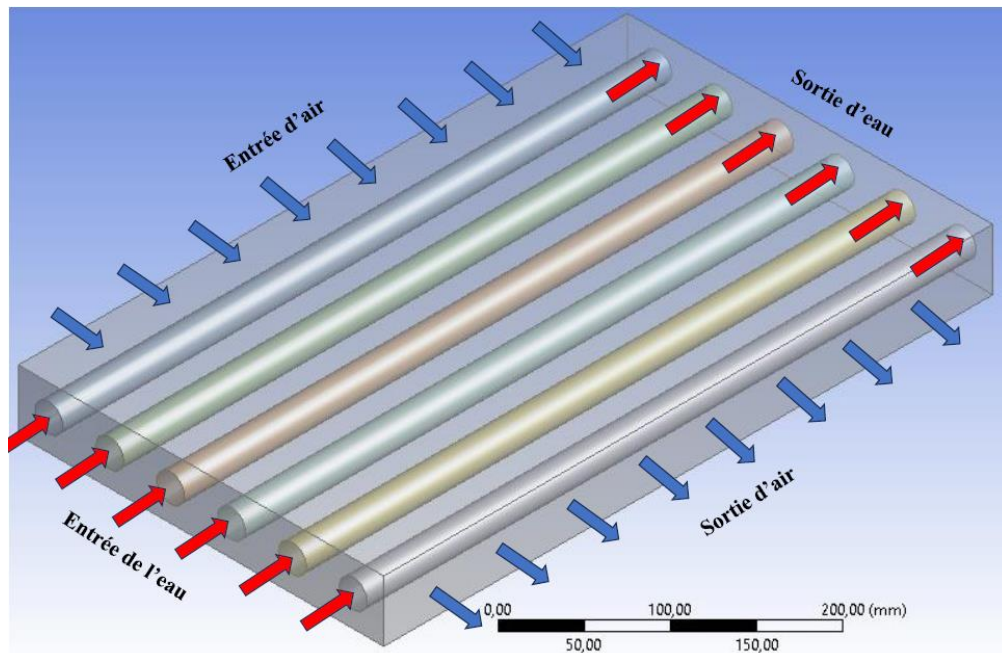


Figure IV.1 : la description géométrie de l'échangeur de chaleur à courants croisés étudié

Dans cette étude, des fluides caloporteurs ont été utilisés pour étudier les paramètres hydrothermiques (coefficient de transfert de chaleur intérieur et extérieur, la quantité de chaleur échangée et le rendement) d'un échangeur de chaleur à courants croisés. Les propriétés thermo physiques des fluides sont données dans le tableau (IV.1).

Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques des fluides côté calandre et tube à pression atmosphérique.

Air, eau, nanofluides

Les propriétés thermophysiques des nanofluides dépendent fortement de la fraction volumique des nanoparticules, notée ϕ (ou C_v). Dans cette étude, on considère un nanofluide à base d'eau contenant des nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) avec une fraction volumique de :

$$\phi = C_v = 3 \%$$

Tableau IV.1 : Propriétés thermophysiques de l'eau ($T \approx 20^\circ C$) [16]

Propriété	Symbole	Valeur	Unité
Masse volumique	ρ	998	kg/m^3
Viscosité dynamique	μ	1.002×10^{-3}	$Pa \cdot s$
Conductivité thermique	k	0.598	$W/m \cdot K$
Chaleur spécifique	C_p	4182	$J/kg \cdot K$

Ce tableau présente les propriétés thermophysiques de l'eau à une température de référence d'environ $20^\circ C$. Ces valeurs servent de base pour la comparaison avec le nanofluide Al_2O_3 /eau et pour l'évaluation des performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur. [16]

Tableau IV.2 : Propriétés thermophysiques du nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ pour différentes fractions volumiques[16]

Propriété	Symbole	$C_v = 3\%$	Unité
Viscosité dynamique	μ_{nf}	1.350×10^{-3}	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
Masse volumique	ρ_{nf}	1076.351	kg/m^3
Conductivité thermique	k_{nf}	0.6614	$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$
Chaleur spécifique	$C_{p_{\text{nf}}}$	0.2013	$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$
Capacité thermique volumique	$\rho C_{p_{\text{nf}}}$	4129.36	$\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot \text{K}$

Tableau IV.3 : Propriétés thermophysiques des fluides côté échangeur[16]

Propriété	Symbole	Air	Unité
Masse volumique	ρ	1.269	kg/m^3
Conductivité thermique	k	0.02401	$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$
Chaleur spécifique	C_p	1006	$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$
Viscosité dynamique	μ	1.754×10^{-5}	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
Rapport des chaleurs	γ	1.4	—

Le tableau suivant présente les propriétés thermophysiques du nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ pour différentes fractions volumiques. On observe que l'augmentation de la concentration des nanoparticules entraîne une augmentation de la masse volumique et de la viscosité, ainsi qu'une légère variation de la conductivité thermique et de la capacité calorifique.

Dans cette étude, la valeur choisie correspond à une fraction volumique de 3 %, qui sera utilisée dans les calculs et l'analyse des performances thermo-hydrauliques. [16]

➤ **Formulation mathématique :**

ANSYS Fluent a été utilisé pour la résolution numérique des équations régissant le transfert de chaleur et la mécanique des fluides. Après avoir spécifié le type de fluide et d'échangeur de chaleur, les équations régissant l'analyse du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides dans l'échangeur de chaleur ont été sélectionnées, puis des conditions aux limites ont été appliquées au logiciel. Il est bien connu que la solution du modèle numérique dans ANSYS Fluent est basée sur la méthode des volumes finis.

Écoulement à convection forcée d'un fluide newtonien incompressible en régime turbulent, avec des propriétés physiques thermiques constantes de l'air en tant que fluide de refroidissement. Un modèle bidimensionnel est considéré en négligeant le mode de transfert de chaleur par rayonnement. A l'entrée l'air est à vitesse $U=U_{in,air}$ et à température constante $T_{in,sys}=293K$. Une température de $T_{in,eau}=363K$ est considérée pour le fluide qui circule dans les tubes à une vitesse $U=U_{in,eau}$. A la sortie l'échangeur de chaleur, la condition aux limites de Neumann est appliquée.

Pour ces considérations, le modèle s'énonce comme suit :

Equation de continuité

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (IV.1)$$

Equation de la conservation de masse :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (IV.2)$$

Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (IV.3)$$

Les paramètres directeurs utilisés pour évaluer les performances de l'échangeur de chaleur sont :

$$Re = \rho U_m D_h / \mu \quad (IV.4)$$

$$Q = m_f C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (IV.5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{wall}-T_{in})-(T_{wall}-T_{out})}{\ln((T_{wall}-T_{in})/(T_{wall}-T_{out}))} \quad (IV.6)$$

$$h = Q / (A \Delta T_{lm}) \quad (IV.7)$$

$$Nu = h D_h / k \quad (IV.8)$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (IV.9)$$

$$f = \Delta p / (0.5 \rho U_m^2) \quad (IV.10)$$

Le modèle d'écoulement turbulent $k - \varepsilon$ a été utilisé pour résoudre ce problème. Le code de calcul COMSOL Multiphysics utilise les équations de Navier – Stokes comme équations de base pour résoudre les modèles d'écoulement de fluide [3] comme suit :

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[-pI + (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot u)I - \frac{2}{3}\rho kI \right] + F,$$

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0$$

Pour l'énergie cinétique turbulente, nous pouvons écrire comme suit :

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon$$

Pour la dissipation,

$$\rho(u \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad \varepsilon = \varepsilon_p$$

Pour une viscosité turbulente,

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Les constantes empiriques pour le modèle standard de $k-\varepsilon$ sont assignés les valeurs suivantes :

$$C_{e1} = 1.44, \quad C_{e1} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

➤ **Maillage :**

La géométrie du système étudié a été créée en employant le code CFD (ANSYS Fluent) Figure (IV.2). Comme il est bien adapté aux géométries complexes, les éléments tétraédriques qui opèrent sous les éléments tétraédriques libres ont été utilisé pour mailler le domaine de calcul, cet algorithme fournit un maillage non structuré avec une taille d'élément variable, ce qui nous permet d'effectuer un maillage plus dense autour des tubes et des chicanes (figure (IV.2)).

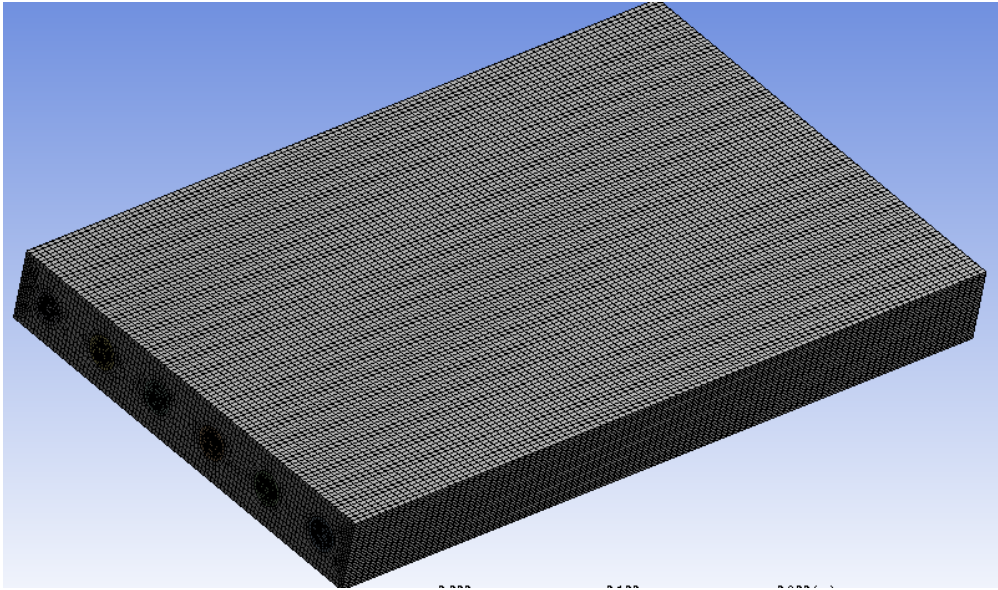


Figure IV.2 : le modèle du maillage de l'échangeur de chaleur utilisé dans la simulation numérique.

IV-4. Résultats et discussions

➤ Paramètres de transfert thermique

La variation du nombre de coefficient de transfert de chaleur tube-fluide intérieur en fonction de nombre de Reynolds est présentée sur la figure IV.3 pour une concentration (C_v) de nanoparticules d' Al_2O_3 (C_v 3 %). La figure montre une augmentation du nombre de coefficient de transfert de chaleur lorsque une augmentation de vitesse d'entrée, pour les deux fluides. De plus, cette figure met en évidence une différence importante entre les valeurs du coefficient de transfert de chaleur du fluide de base (eau) et ceux correspondant aux valeurs de concentration (C_v) du nanofluide.

Le fluide de base (l'eau dans la présente étude) présente toujours les coefficients de transfert thermique les plus faibles, en raison des faibles propriétés thermophysiques (conductivité thermique, chaleur spécifique et masse volumique). Ainsi, l'ajout de nanoparticules au fluide de base modifie et améliore clairement l'exécution thermique des propriétés thermophysiques des nanofluides. D'après la figure, le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la vitesse d'entrée. De plus, le coefficient de transfert de chaleur est augmenté en fonction de l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules (C_v) dans l'eau (fluide de base). Ces performances sont améliorées grâce à l'augmentation des cisaillements

d'inertie près des parois et à l'amélioration de la conductivité thermique du nanofluide, ce qui améliore les taux de transfert de chaleur par convection.

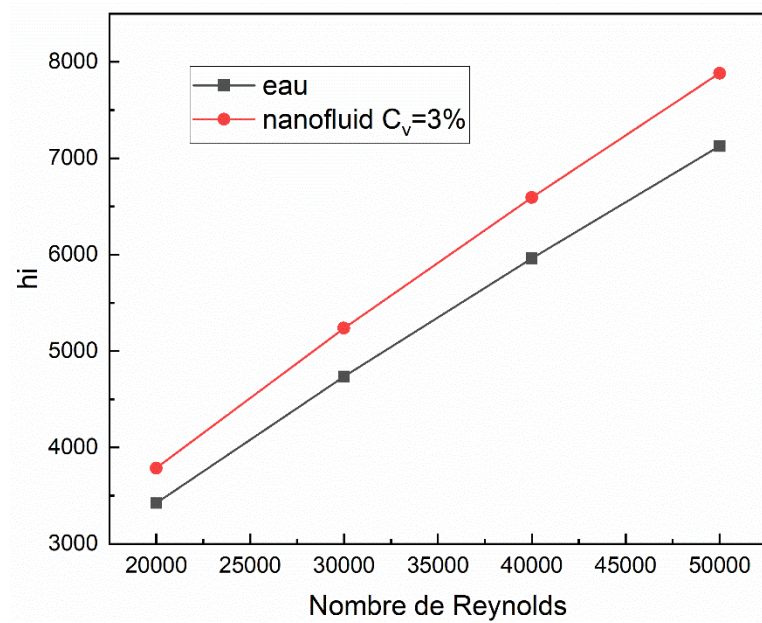


Figure IV.3 : La variation du coefficient de transfert thermique tube-fluide intérieur en fonction de Re.

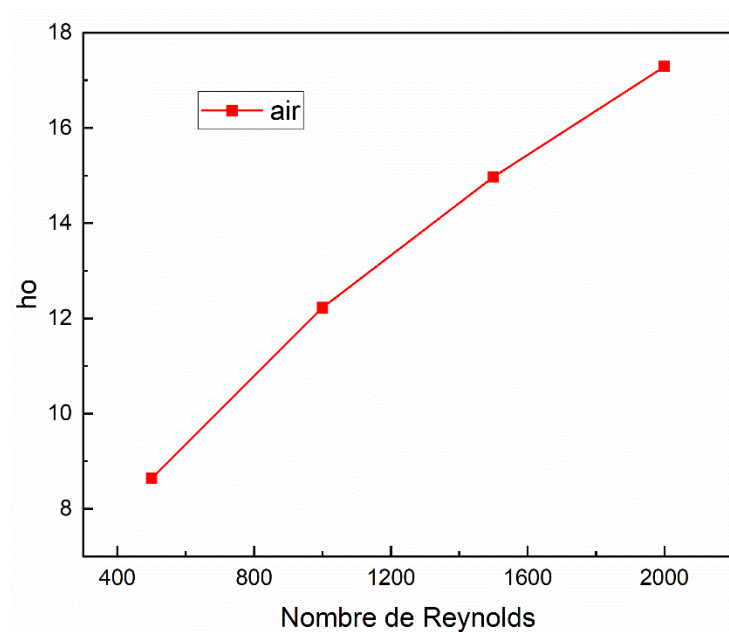


Figure IV.4 : La variation du coefficient de transfert thermique tube-fluide extérieur en fonction de Re.

Les figures IV.5 et IV.6 montrent clairement que le nanofluide permet un transfert thermique plus important que le fluide de base (eau pure), pour des conditions opératoires identiques. Cette supériorité s'explique par la meilleure capacité du nanofluide à capter et à transporter la chaleur, ce qui se traduit par une différence de température plus élevée entre l'entrée et la sortie du fluide chaud. Par ailleurs, l'augmentation de la vitesse d'entrée améliore également la quantité de chaleur transférée, car elle renforce le mélange du fluide et réduit les résistances thermiques locales.

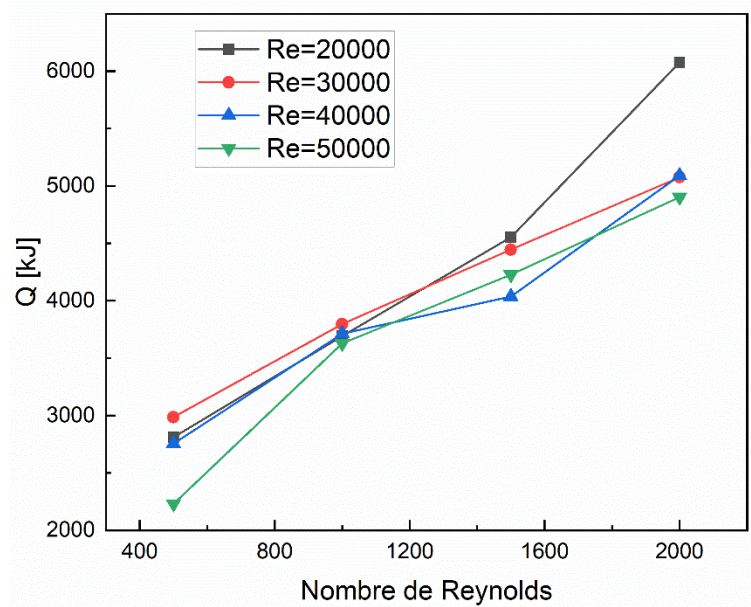


Figure IV.5 : La variation de l'échange de la quantité de chaleur air-nanofluide

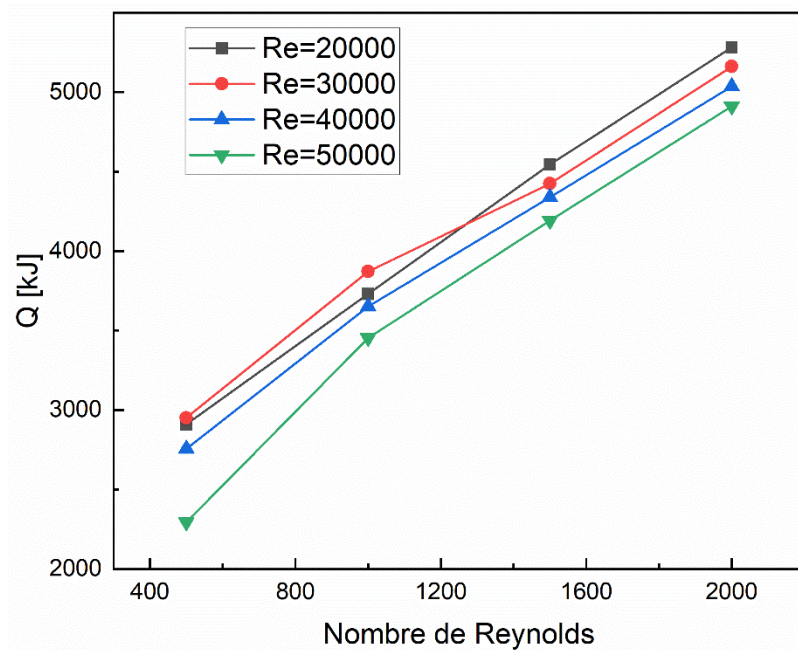


Figure IV.6 : La variation de l'échange de la quantité de chaleur air-eau

➤ Évaluation et optimisation de l'efficacité thermique

Cette section présente une partie importante de la présente étude, où l'efficacité thermique (η) est le paramètre utilisé pour optimiser un meilleur système thermique. La figure IV-7 présente la variation de l'efficacité thermique du côté calandre en fonction de nombre de Reynolds pour différentes vitesses d'entrée de l'eau. L'efficacité diminue lorsque la vitesse augmente. Le nanofluide Al_2O_3 avec une concentration plus élevée d' Al_2O_3 possède un coefficient de transfert thermique plus élevé, ce qui entraîne une augmentation de la différence de température entre l'entrée et la sortie du nanofluide côté calandre. D'après la figure IV 8, pour le côté chaud où le nanofluide s'écoule à l'intérieur du tube, l'efficacité thermique (η) diminue en fonction de l'augmentation de la vitesse d'entrée du fluide chaud.

L'étude de l'efficacité thermique, définie comme le rapport entre le transfert réel et le transfert maximal possible, révèle une tendance inverse. Ce résultat, s'explique par le fait qu'à faible vitesse, le temps de la circulation du fluide dans l'échangeur est plus long, ce qui permet un échange thermique plus complet et une température de sortie plus proche de la température de la paroi. À grande vitesse, malgré un coefficient de transfert plus élevé, l'écart de température entre l'entrée et la sortie se réduit, ce qui diminue l'efficacité thermique. Néanmoins, le nanofluide conserve une efficacité supérieure à celle de l'eau pure, notamment aux fortes concentrations, grâce à ses propriétés améliorées qui compensent partiellement l'effet de la vitesse.

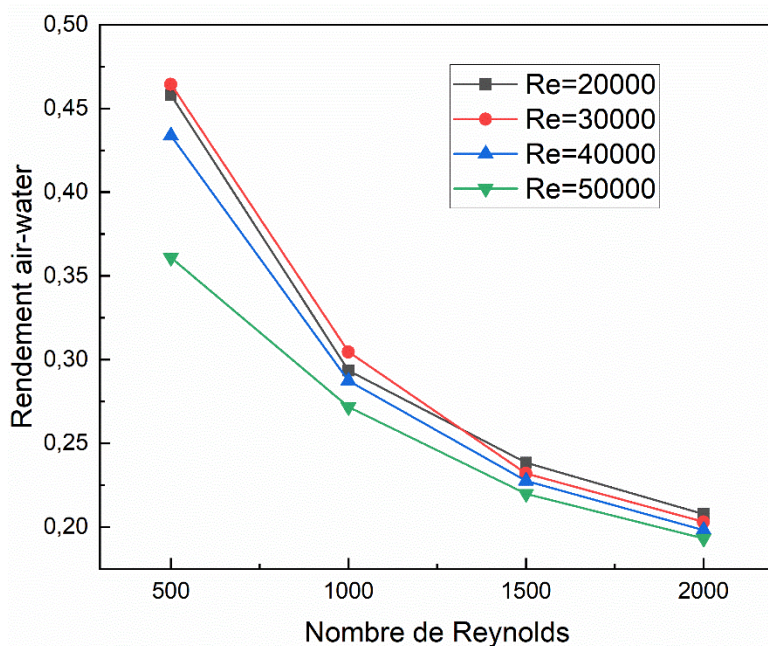


Figure IV.7 : La variation du rendement cas air-eau

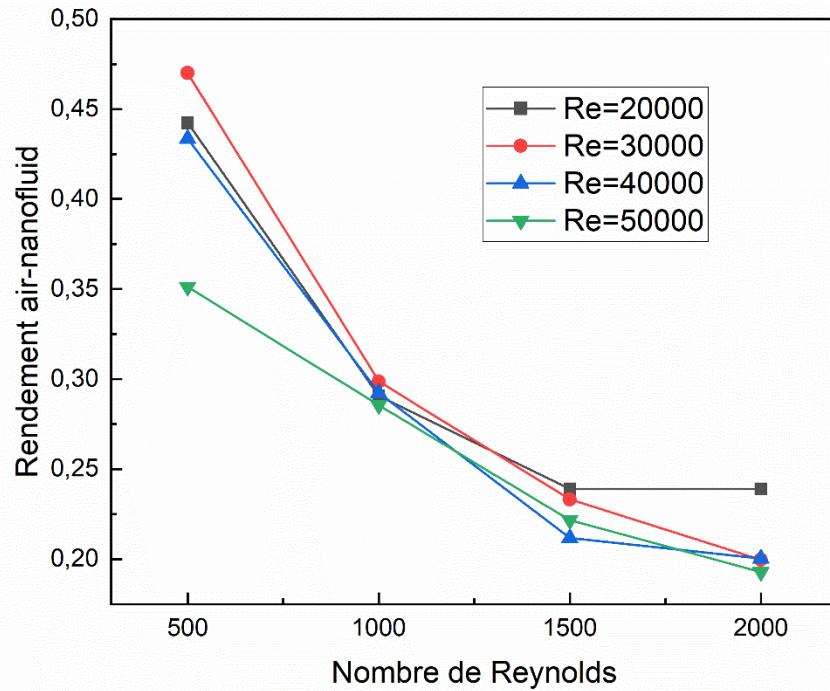
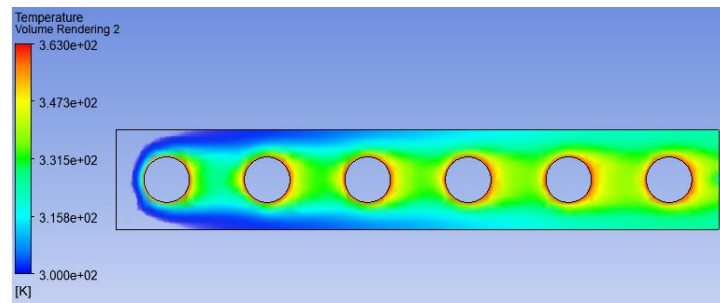


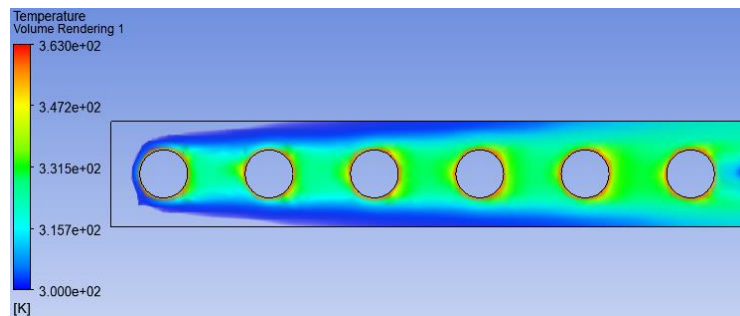
Figure IV.8 : La variation du rendement cas air-nanofluid

➤ Écoulement et champ thermique :

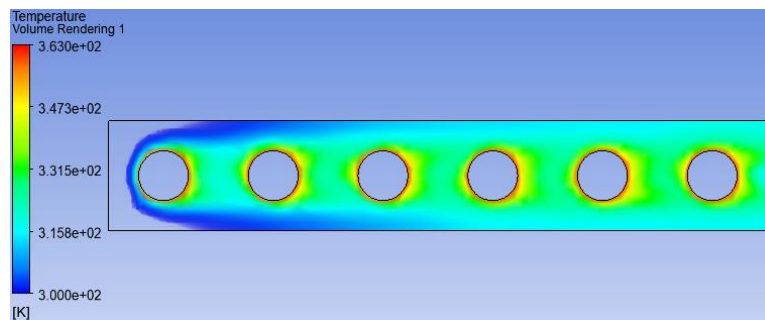
Pour une meilleure compréhension de l'effets des propriétés thermo-physiques des fluides sur les performances dynamiques et thermiques dans les échangeurs de chaleur, nous avons présenté les contours de champ de la température illustrés dans la Figure IV.9 pour des différents nombres de Reynolds. L'examen des champs de température fournit une explication physique complémentaire. Les contours montrent la formation d'une zone à haute température autour des tubes cylindriques, tandis que des zones plus froides apparaissent près des parois latérales. L'augmentation du nombre de Reynolds modifie sensiblement la structure de l'écoulement : les zones de recirculation situées derrière les tubes se réduisent, l'écoulement devient plus attaché aux surfaces, et le mélange convectif s'intensifie. Ces phénomènes contribuent à homogénéiser le champ de température et à améliorer le transfert thermique global. La comparaison entre l'eau pure et le nanofluid montre des distributions de température qualitativement similaires, mais avec des valeurs plus élevées dans le cas du nanofluid, confirmant une meilleure extraction de chaleur.



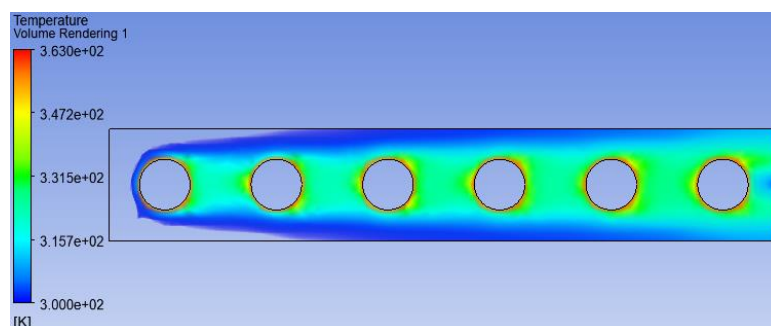
$U_{in} = 0,882 - U_{in} = 0,152$



$U_{in} = 0,882 - U_{in} = 0,610$

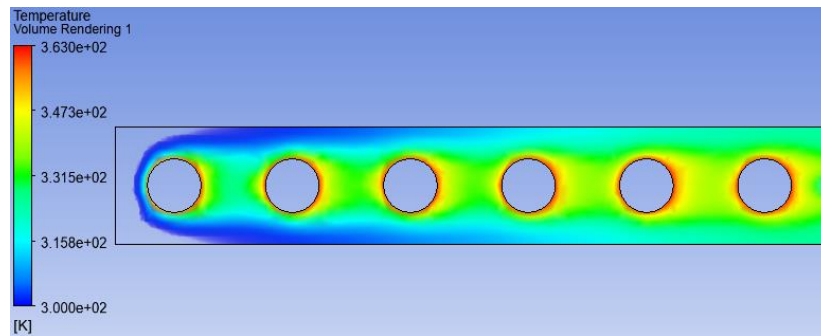


$U_{in} = 2,20 - U_{in} = 0,152$

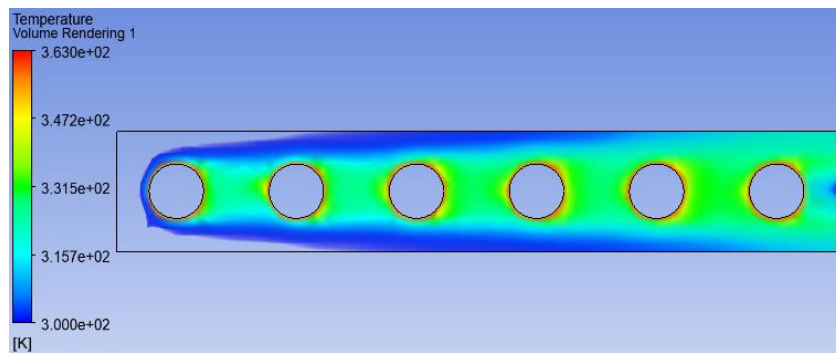


$U_{in} = 2,20 - U_{in} = 0,610$

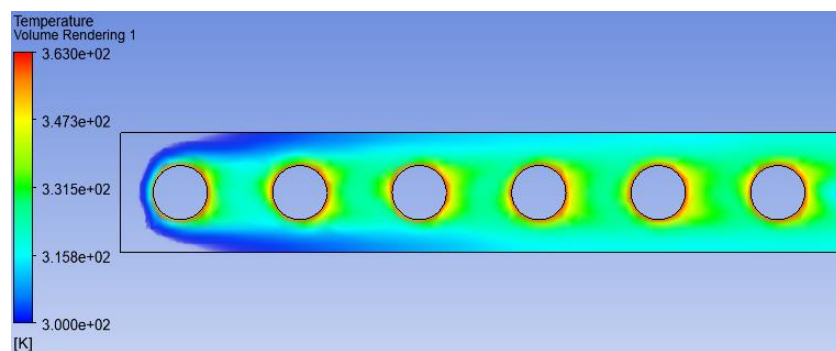
(a)



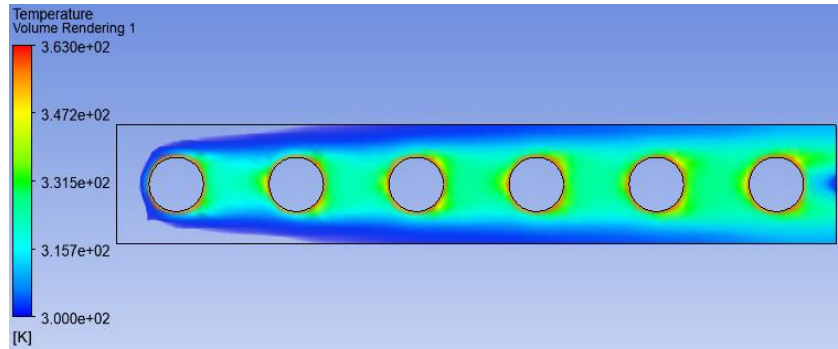
$U_{in} = 0,882 - U_{in} = 0,152$



$U_{in} = 0,882 - U_{in} = 0,610$



$U_{in} = 2,20 - U_{in} = 0,152$



$$U_{in} = 2,20 - U_{in} = 0,610$$

(b)

Figure IV.9 : contours de champ de la température côté calandre, (a) échange eau-air, (b) échange nanofluide-air.

IV.5. Conclusion

Les résultats confirment que l'utilisation du nanofluide Al_2O_3 /eau améliore significativement le coefficient de transfert thermique et la quantité de chaleur échangée par rapport à l'eau pure, grâce à ses propriétés thermophysiques supérieures. L'efficacité thermique diminue lorsque la vitesse d'entrée augmente, en raison du temps de séjour plus court, mais le nanofluide conserve une efficacité supérieure à celle de l'eau pure, surtout aux concentrations élevées. Les champs de température montrent une meilleure extraction de chaleur avec le nanofluide, tandis que l'élévation du nombre de Reynolds homogénéise les températures et réduit les zones de recirculation. En conclusion, les nanofluides constituent une solution prometteuse pour améliorer les performances des échangeurs à courants croisés, en particulier à vitesses modérées où l'efficacité

Conclusion

générale

Conclusion générale

Ce travail a été consacré à l'étude de l'amélioration des performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à courant croisé par l'utilisation des nanofluides. L'objectif principal était d'analyser l'impact de l'ajout de nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) dans l'eau sur le transfert de chaleur ainsi que sur le comportement hydrodynamique du fluide.

L'étude théorique a permis de mettre en évidence l'influence des propriétés thermophysiques des nanofluides, notamment l'augmentation de la conductivité thermique, sur l'amélioration du transfert thermique. Les résultats montrent que l'utilisation du nanofluide conduit à une augmentation du flux thermique et du coefficient global de transfert, ce qui améliore l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Cependant, cette amélioration s'accompagne d'une augmentation de la viscosité du fluide, entraînant une élévation des pertes de charge et, par conséquent, une augmentation de la puissance de pompage nécessaire. Ainsi, l'analyse des performances met en évidence la nécessité de trouver un compromis entre le gain thermique obtenu et les contraintes hydrauliques imposées.

La comparaison entre l'eau et le nanofluide a permis de confirmer l'intérêt de l'utilisation des nanofluides dans les systèmes d'échange thermique, tout en soulignant l'importance du choix optimal de la fraction volumique des nanoparticules.

En perspective, il serait intéressant d'approfondir cette étude par des travaux expérimentaux ou des simulations numériques afin de mieux comprendre le comportement des nanofluides dans des conditions réelles de fonctionnement et d'optimiser davantage les performances des échangeurs de chaleur.

En conclusion, les nanofluides représentent une solution prometteuse pour améliorer l'efficacité énergétique des systèmes thermiques, à condition de maîtriser les paramètres influençant à la fois le transfert de chaleur et les pertes de charge.

Référence :

- [1] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, John Wiley & Sons, New York, 2011.
- [2] Kern, D.Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1950.
- [3] Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 9th Edition, TEMA, New York, 2007.
- [4] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A., *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, 3rd Edition, CRC Press, Boca Raton, 2012.
- [5] Kays, W.M., London, A.L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd Edition, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [6] Deziri Nadjem Eddine, *Simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre*, Mémoire de Master, Université Badji Mokhtar, Annaba, Algérie, 2017.
- [7] Menidjel, A., *Formation IAP Industrie : Échangeurs de chaleur à faisceau et calandre*, Institut Algérien du Pétrole (IAP), Algérie, 2009.
- [8] Badache, S., *Contribution à la modélisation thermique d'une machine à réluctance variable à double saillance (MRV6/4) par éléments finis en 2D et 3D*, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, Algérie, 2016.
- [9] White, F.M., *Fluid Mechanics*, 8th Edition, McGraw-Hill Education, New York, 2016.
- [10] Fox, R.W., McDonald, A.T., Pritchard, P.J., *Introduction to Fluid Mechanics*, 8th Edition, John Wiley & Sons, 2011.
- [11] Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, 3rd Edition, McGraw-Hill Education, 2014.
- [12] Choi, S.U.S., "Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Francisco, USA, 1995.
- [13] Das, S.K., Choi, S.U.S., Yu, W., Pradeep, T., *Nanofluids: Science and Technology*, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2007.
- [14] Choi, S.U.S., "Nanofluids: From Vision to Reality Through Research", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 131, No. 3, 2009.
- [15] Çengel, Y.A., Ghajar, A.J., *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, 5th Edition, McGraw-Hill Education, 2015.
- [16] *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, Volume 80, Issue 2, pp. 42–55, 2021.