الجمهـــوريـــــة الجزائـــريـــــة الديمقـــراطيـــة الشـعبيـــة
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التـــعلـــيـــــم العـــــالـــــي والبـــحـــــث العـلمـــــي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique
جـامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة والأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de **Master**:
Filière: Maintenance industrielle en éléctromécanique
Intitulé:

Étude analytique et théorique des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre

---

Présenté par:

- **MOKHTAR Fatima**
- **HATRAF Nihad**

Soutenu le: 20/09/2026

Devant le jury:

Nom & Prénom	Grade	Établissement	Fonction
AOUIMER Yamina	MCA	Université d'Oran 2	Président
BOUHAFS Mohamed	MCA	Université d'Oran 2	Examinateur
ABDI Ghezail	MCA	Université d'Oran 2	Encadrante

Année universitaire :2025/2026

Remerciement :

Nous remercions Dieu, le Tout-Puissant, de nous avoir donné la santé, la volonté et la patience nécessaires pour entamer et mener à terme ce mémoire.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu voir le jour sans l'aide et l'encadrement de ***Mme ABDI Ghezail****.*

Nous la remercions sincèrement pour la qualité de son encadrement exceptionnel, sa patience, sa rigueur et sa disponibilité tout au long de la préparation de ce mémoire.

Nous adressons également nos sincères remerciements à l'ensemble de nos professeurs pour leur générosité, leur dévouement et la grande patience dont ils ont fait preuve malgré leurs nombreuses responsabilités académiques et professionnelles.





Dédicace

﴿وَآخِرُ دَعْوَاهُمْ أَنِ الْحَمْدُ لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ﴾

À mes chers parents,

pour votre amour, vos sacrifices et votre confiance.

Cette réussite est la vôtre avant d'être la mienne.

À ma chère amie et binôme **Nihed,**

pour tous les moments partagés et pour avoir rendu ce parcours plus beau.

À mes amis,

pour les rires, les souvenirs et les précieux moments de ces années.

Et à la jeune fille que j'étais,

qui rêvait simplement d'arriver jusqu'ici.

Aujourd'hui, j'y suis.



Dédicace

﴿وَآخِرُ دَعْوَاهُمْ أَنِ الْحَمْدُ لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ﴾

Avec tout mon amour et ma reconnaissance, je dédie ce travail

À moi-même, et à ma chère binôme ***Fetouum****,*

À notre collaboration, notre courage et notre persévérance tout au long de ce parcours universitaire.

Je nous souhaite un avenir plein de réussite, de bonheur et de succès.

À ma chère mère …

Pour son amour infini, son soutien et ses sacrifices ta présence à mes côtés a toujours été ma source de force pour affronter les différents obstacles.

À mon cher père, Pour sa présence et ton encouragement constant.

À mes chers frères et mes sœurs

Pour leur soutien, leur sincérité et les beaux moments partagés.

À ma chère amie, ***Sebaa chaima***

Merci pour ta présence, ta gentillesse et ton encouragement précieux.



Résumé :

Cette étude est consacrée à l'analyse des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre, utilisé pour le transfert thermique entre deux fluides. L'objectif est d'étudier son comportement thermique et hydraulique et d'évaluer l'influence des conditions de fonctionnement sur ses performances. Une étude analytique basée sur la méthode de **Kern** est réalisée, suivie d'une modélisation et d'une simulation numérique à l'aide de **SolidWorks Flow Simulation 2025**. Les paramètres obtenus par les deux approches sont ensuite analysés et comparés afin de mieux comprendre le fonctionnement de l'échangeur et d'évaluer la pertinence des méthodes utilisées.

Mots-clés: Échangeur de chaleur, tubes et calandre, transfert thermique, méthode de **Kern**, simulation numérique, **Solidworks flow simulation 2025**, performance thermique.

الملخص:

تتناول هذه الدراسة تحليل اداء المبادل الحراري من نوع الانابيب والغلاف، والمخصص لانتقال الحرارة بين المائعين. تهدف الدراسة الى تحليل سلوكه الحراري والهيدروليكي ودراسة تاثير ظروف التشغيل على ادائه. تم اجراء دراسة تحليلية بالاعتماد على طريقة **Kern** تلتها نمدجة ومحاكاة عددية باستخدام برنامج **Solidworks flow simulation 2025**.

بعد ذلك، تم تحليل ومقارنة المعطيات المتحصل عليها من الطريقتين بهدف فهم افضل لسلوك المبادل الحراري وتقييم فعالية الطرق المعتمدة في الدراسة.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، انابيب وقشرة، طريقة **كيرن**، المحاكاة العددية، **ديناميكا الموائع الحسابية**، الاداء الحراري.

Abstract:

This study focuses on the performance analysis of a shell-and-tube heat exchanger used for heat transfer between two fluids. The main objective is to investigate its thermal and hydraulic behavior and the influence of operating conditions on its performance. An analytical study based on the **Kern** method is carried out, followed by three-dimensional modeling and numerical simulation using **SolidWorks Flow Simulation 2025**. The results obtained from both approaches are then analyzed and compared to provide a better understanding of the heat exchanger behavior and assess the relevance of the methods used.

Keywords: Heat exchanger, shell and tube, heat transfer, **Kern** method, numerical simulation, **SolidWorks Flow Simulation 2025**, thermal performance.

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET NOMENCLATURE

Étude d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre

1. Liste des abréviations:

Abréviation	Signification
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
CVC	Chauffage, Ventilation et Climatisation
STHX	Shell and Tube Heat Exchanger
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer-Aided Design
HTRI	Heat Transfer Research, Inc.
BEM	Baffle and Exchanger Manufacturers
AES	Association des Entreprises Spécialisées
CFU	Consortium des Fabricants d'Unités

2. Nomenclature:

Symbole	Désignation	Unité
A	Surface d'échange thermique	m²
A_t	Surface d'écoulement côté tubes	m²
A_s	Surface d'écoulement côté calandre	m²
C	Débit calorifique	W/K
$\mathbf{C_{min}}$	Débit calorifique minimal	W/K
$\mathbf{C_{max}}$	Débit calorifique maximal	W/K
Cp	Capacité thermique massique	J/(kg·K)
Cr	Rapport des débits calorifiques	—
D_e	Diamètre extérieur des tubes	m
D_i	Diamètre intérieur des tubes	m
$\mathbf{D_{eq}}$	Diamètre équivalent	m
f	Coefficient de frouttement	—
G_s	Débit massique par unité de surface côté calandre	kg/(m²·s)
h	Coefficient de transfert thermique par convection	W/(m²·K)
$\mathbf{h_c}$	Coefficient de convection côté tubes	W/(m²·K)

$\mathbf{h_f}$	Coefficient de convection côté calandre	W/(m²·K)
K	Conductivité thermique du matériau	W/(m·K)
L	Longueur des tubes	m
$\dot{\mathbf{m}}$	Débit massique	kg/s
$\mathbf{D_s}$	Diamètre de la calandre	m
$\mathbf{N_b}$	Nombre de chicanes	—
$\mathbf{N_t}$	Nombre de tubes	—
Nu	Nombre de Nusselt	—
NUT	Nombre d'unités de transfert	—
Pr	Nombre de Prandtl	—
Φ	Flux thermique transféré	W
Re	Nombre de Reynolds	—
R	Résistance thermique	m²·K/W
C	jeu libre entre deux tubes	m
B	Éspacement entre les chicanes	m
Tce	Température d'entrée du fluide chaud	°C
Tcs	Température de sortie du fluide chaud	°C
Tfe	Température d'entrée du fluide froid	°C
Tfs	Température de sortie du fluide froid	°C
$\mathbf{P_t}$	Pad des tubes (pitch)	m
$\mathbf{v_t}$	Vitesse d'écoulement des tubes	m/s
U	Coefficient global de transfert thermique	W/(m²·K)
$\mathbf{v_s}$	Vitesse d'écoulement de la calandre	m/s
ΔP	Perte de charge	Pa
ΔTLM	Différence de température logarithmique moyenne	°C
ΔTa	Différence de température à une extrémité	°C
ΔTb	Différence de température à l'autre extrémité	°C
ε	Efficacité thermique	%
λ	Conductivité thermique du fluide	W/(m·K)
μ	Viscosité dynamique	Pa·s
ρ	Masse volumique	kg/m³
ε_r	Erreur relatives	%

Remarque: La nomenclature reprend les symboles utilisés dans les chapitres fournis. Les abréviations et les symboles sont présentés séparément afin d'assurer une présentation académique et homogène.

Liste des figures:

FIGURE I.1: LES TROIS MODES DE TRANSFERT THERMIQUE : CONDUCTION, CONVECTION ET RAYONNEMENT 5
FIGURE I.2: ILLUSTRATION DU TRANSFERT THERMIQUE PAR CONDUCTION 7
FIGURE I.3: ILLUSTRATION DU TRANSFERT THERMIQUE PAR CONVECTION 9
FIGURE I.4 : ILLUSTRATION DU TRANSFERT THERMIQUE PAR RAYONNEMENT 10
FIGURE I.5: ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBES ET CALANDRE À CONTRE-COURANT 13
FIGURE I.6: REPRÉSENTATION ΔT_A-ΔT_B FONCTION DE LA LANGUEUR DU TUBE DU CO-COURANT ET CONTRE COURANT 13
FIGURE I.7: ECHANGEUR DE CHALEUR TUBULAIRE TYPE BEM. 14
FIGURE I.8: UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À PLAQUE 15
FIGURE I.9: UN ÉCHANGEURDE CHALEUR SPIRALÉ 15
FIGURE I.10: UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR COMPACT 16
FIGURE I.11: SCHÉMA DE PRINCIPE D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBES ET CALANDRE (STHX) 17
FIGURE I.12: DIFFÉRENTS TYPES DE CONFIGURATIONS TEMA POUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR À TUBES ET CALANDRE 20
FIGURE I.13: REPRESENTE LES CICCUIT THERMIQUE ET LES RÉSISTANCES 21

FIGURE II.1: FONCTIONNEMENT À CO-COURANT 30
FIGURE II.2: FONCTIONNEMENT À CONTRE COURANT 31
FIGURE II.3 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DANS UN ÉCHANGEUR À CONTRE-COURANT POUR $C_F > C_C$ ET $C_F < C_C$ 32
FIGURE II.4 : COURBES DE L'EFFICACITÉ (E) EN FONCTION DU NOMBRE D'UNITÉS DE TRANSFERT (NUT) 33

FIGURE III.1. MODULE DE CRÉATION DE GÉOMÉTRIE SUR SOLIDWORKS 40
FIGURE III.2 : SCHÉMA DÉTAILLÉ DE LA GÉOMÉTRIE DE LA CALANDRE DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR 41
FIGURE III.3 : GÉOMÉTRIE D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBE ET CALANDRE 42
FIGURE III.4 : DOMAINE DE CALCUL 43

FIGURE III.7: PROFIL DE TEMPÉRATURE DANS UN ÉCHANGEUR THERMIQUE POUR DIFFÉRENTS DÉBIT MASSIQUE 56
FIGURE III.8 : PROFIL DE VITESSE DANS UN ÉCHANGEUR THERMIQUE POUR DIFFÉRENTS DÉBIT MASSIQUE 57
FIGURE III.9: ÉVOLUTION DE TEMPÉRATURE DE SORTIE TCS DU FLUIDE CHAUD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 58
FIGURE III.10: ÉVOLUTION DE TEMPÉATURE DE SORTIE DU FLUIDE FROID TFS EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLIDE CHAUD 59
FIGURE III.11: ÉVOLUTION DE DÉFFIRENCE DE TEMPÉRATURE LOGARITHMIQUE MOYENNE ΔTLM EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 60
FIGURE III.12 : ÉVOLUTION DE FLUX THERMIQUE TRANSFÉRER Φ EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DE FLUIDE CHAUD 61
FIGURE III.13: ÉVOLUTION DES PERTES CHARGES ΔP EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DE FLUIDE CHAUD 62
FIGURE III.14: ÉVOLUTION DE L'ÉFFICACITÉ THERMIQUE E EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DE FLUIDE CHAUD 63
FIGURE III.15: COMPARAISON GRAPHIQUE ENTRE TCS THÉORIQUE ET TCS CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 65
FIGURE III.16: COMPARAISON GRAPHIQUE ENTRE TFS THÉORIQUE ET TFS CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 66
FIGURE III.17: COMPARAISON GRAPHIQUE ENTRE ΔTLM THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 68
FIGURE III.18: COMPARAISON GRAPHIQUE ENTRE FLUX THERMIQUE Ø THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 70
FIGURE III.19: COMPARAISON GRAPHIQUE ENTRE LES PERTES CHARGES ΔP THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 71
FIGURE III.20: COMPARAISON GRAPHIQUE ENTRE L'ÉFFICACITÉ THERMIQUE THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 73
FIGURE III.21: REPRÉSENTE LES ÉRREURS RELATIFS EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD 74

Liste des tables:

TABLEAU I.1 : COMPARAISON ENTRE LES PRINCIPAUX TYPES D'ÉCHANGEURS DE CHALEUR.**16**

TABLEAU I.2 : COMPARAISON ENTRE LES ÉTUDES **26**

TABLEAU III.1 : DIMENSIONS DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR **41**

TABLEAU III. 2: CONDITIONS INITIALES DU PROBLÈME **43**

TABLEAU III. 3 : CONDITIONS AUX LIMITES **44**

TABLEAU III. 4 : PROPRIÉTÉ DES FLUIDES **46**

TABLEAU III.5: COMPARAISON ENTRE TCS THÉORIQUE ET TCS CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD ET LEUR ERREUR RELETIF **64**

TABLEAU III.6: COMPARAISON ENTRE TFS THÉORIQUE ET TFS CFDEN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD ET LEUR ERREUR RELATIF **66**

TABLEAU III.7: COMPARAISON ENTRE ΔTLM THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD ET LEUR ERREUR RELATIF **67**

TABLEAU III.8: COMPARAISON ENTRE FLUX THERMIQUEØ THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD ET LEUR ERREUR RELATIF **69**

TABLEAU III.9: COMPARAISON ENTRE LES PERTES CHARGES ΔP THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD ET LEUR ERREUR RELATIF **71**

TABLEAU III.10: COMPARAISON ENTRE L'ÉFFICACITÉ THERMIQUE THÉORIQUE ET CFD EN FONCTION DE DÉBIT MASSIQUE DU FLUIDE CHAUD ET LEUR ERREUR RELATIF **72**

Sommaire :

INTRODUCTION GENERALE 1
Chapitre I: Généralités sur les échangeurs de chaleur et revue bibligraphique 4
I.1. Introduction 4
I.2. Transfert thermique 5
2.1. Généralités sur le transfert thermique 5
2.2. Les modes de transfert thermique 5
2.2.1. La conduction 5
2.2.2. La convection 7
2.2.3. Le rayonnement 9
I.3. Généralités sur les échangeurs de chaleur 10
3.1. Définition d'un échangeur de chaleur 10
3.2. Principe général de fonctionnement 11
3.3. Domaines d'utilisation des échangeurs de chaleur 11
I.4. Classification des échangeurs de chaleur 12
I.5. Échangeur de chaleur à tubes et calandre 16
I.6. revue bibliographique 23
I.7. conclusion 27
Chapitre II : Mode de calcul des échangeurs de chaleur a tube et calandre 29
II.1. Introduction 29
II.2. Principe de calcul d'un échangeur à tubes et calandre 29
2.1. Méthode ΔTLM (Différence de Température Moyenne Logarithmique) 29
2.2. Efficacité d'un échangeur 31
2.3. Nombre d'unités de transfert (NUT) 32
2.4. La méthode Efficacité - Nombre d'unité de transfert(ε-NUT) 32
2.5. Méthode de Kern pour dimensionnement 33
2.6. Équations de calcul selon la méthode de KERN 34
II.3. Conclusion 38
Chapitre III: Résultats et discussion 39
III.1. Introduction 39
III.2. Modélisation et simulation numérique de l'échangeur de chaleur 39
III.3. Calcul théorique 46
III.4. Résultat de l'analyse théorique en fonction du débit 55
III.5. Synthèse des résultats numérique 63
III.6. Comparaison 64

III.7. Synthése générale 74
III.8. Conclusion 75
CONCLUSION GÉNÉRALE 77
Références bibliographiques 78

INTRODUCTION GÉNÉRALE

1. Contexte général:

Dans un contexte industriel marqué par l'augmentation des besoins énergétiques et la recherche permanente d'une meilleure efficacité des procédés, les échangeurs de chaleur occupent une place essentielle dans de nombreux secteurs tels que l'industrie pétrochimique, les centrales thermiques, les systèmes de climatisation, les unités de réfrigération ainsi que les procédés chimiques. Leur rôle consiste à assurer le transfert de chaleur entre deux fluides à des températures différentes tout en limitant les pertes d'énergie, ce qui contribue directement à l'amélioration des performances des installations industrielles.

Parmi les différents types d'échangeurs de chaleur, l'échangeur à tubes et calandre demeure le plus utilisé dans les applications industrielles grâce à sa robustesse, sa fiabilité, sa facilité de maintenance ainsi que sa capacité à fonctionner sous des conditions de température et de pression élevées. Sa conception relativement simple et sa grande flexibilité expliquent son utilisation dans les raffineries, les unités de traitement des hydrocarbures, les industries chimiques et les installations de production d'énergie.

Cependant, malgré cette large utilisation, l'évaluation précise de ses performances thermiques et hydrauliques reste une étape déterminante lors de son dimensionnement. En effet, les performances réelles d'un échangeur dépendent simultanément des propriétés thermophysiques des fluides, des conditions d'écoulement, de la géométrie de l'appareil ainsi que des phénomènes complexes de transfert thermique. Par conséquent, il est indispensable de disposer de méthodes d'analyse capables d'estimer ces performances avec une précision satisfaisante.

Dans la pratique industrielle, plusieurs méthodes analytiques ont été développées afin de faciliter le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Parmi celles-ci, la méthode de Kern demeure l'une des approches les plus répandues en raison de sa simplicité de mise en œuvre et de son efficacité pour les calculs préliminaires.

Néanmoins, cette méthode repose sur certaines hypothèses simplificatrices qui peuvent entraîner des écarts entre les résultats analytiques et le comportement réel de l'écoulement.

Parallèlement, le développement des outils de simulation numérique, notamment la Computational Fluid Dynamics (CFD), permet aujourd'hui d'obtenir une représentation plus détaillée des phénomènes d'écoulement et des échanges thermiques à l'intérieur des échangeurs. Cette approche offre la possibilité de visualiser la distribution des températures, des vitesses ainsi que des champs de pression, tout en fournissant une meilleure compréhension du comportement thermique de l'équipement.

Ainsi, la confrontation des résultats obtenus par la méthode de Kern avec ceux issus de la simulation numérique constitue une démarche pertinente permettant d'évaluer la cohérence des calculs analytiques, d'identifier les éventuelles différences observées et d'analyser les limites de chaque approche.

2. Problématique:

Malgré les progrès réalisés dans les méthodes de calcul et de simulation, l'estimation des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre demeure une problématique importante. Les méthodes analytiques fournissent des résultats rapides mais reposent sur des hypothèses simplifiées, tandis que les simulations CFD permettent une description plus détaillée des phénomènes physiques au prix d'un temps de calcul plus important.

Dans ce contexte, la question principale de cette étude est la suivante :

Dans quelle mesure les résultats obtenus par la méthode de Kern sont-ils en accord avec ceux issus de la simulation CFD pour l'évaluation des performances thermiques d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre ?

3. Objectifs de l'étude:

Le présent travail a pour objectif principal de réaliser une étude analytique et théorique des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre en combinant les calculs analytiques et la simulation numérique.

Plus précisément, cette étude vise à:

appliquer la méthode de Kern afin d'évaluer les performances thermiques de l'échangeur;

réaliser une simulation numérique à l'aide du logiciel SolidWorks Flow Simulation (CFD);

comparer les résultats obtenus par les deux approches;

analyser les écarts observés entre les résultats analytiques et numériques;

discuter les avantages, les limites et le domaine d'application de chacune des méthodes.

4. Méthodologie adoptée:

Afin d'atteindre les objectifs fixés, une démarche méthodologique a été adoptée. Celle-ci repose sur les étapes suivantes :

étude bibliographique consacrée aux échangeurs de chaleur à tubes et calandre ainsi qu'aux principaux mécanismes de transfert thermique ;

application de la méthode de Kern pour le calcule des performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur étudié ;

modélisation tridimensionnelle de l'échangeur suivie d'une simulation CFD sous SolidWorks Flow Simulation ;

comparaison des résultats analytiques et numériques, accompagnée d'une analyse des écarts obtenus ;

interprétation des résultats afin d'évaluer la pertinence de chaque approche dans l'étude des performances de l'échangeur.

5. Structure du mémoire:

Le présent mémoire est organisé en trois chapitres.

- **INTRODUCTION GÉNÉRALE**.
- **Chapitre 1:** Généralités sur les échangeurs et revue bibligraphique.
- **Chapitre 2:** Mode de calcul des échangeurs de chaleur a tube et calandre.
- **Chapitre 3:** Résultats et déscussion.
- **CONCLUSION GÉNÉRALE.**

Chapitre I:
Généralités sur les échangeurs de chaleur et revue bibliographique.

I.1. Introduction:

Le transfert de chaleur est un phénomène fondamental en ingénierie, essentiel à de nombreux procédés industriels et applications du quotidien. Pour faciliter ce processus, des dispositifs ont été spécifiquement conçus pour échanger de l'énergie thermique notamment impliquant des fluides. contribuant ainsi à économiser l'énergie, à améliorer l'efficacité des procédés et à réguler les températures dans divers secteurs.

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle important dans le secteur industriel; ils sont largement utilisés dans divers domaines tels que la production d'énergie, la pétrochimie ,le traitement chimique, l'industrie agroalimentaire et les systèmes de (HVAC) **[2].**

L'efficacité énergétique est également directement influencée par la conception et les performances des échangeurs de chaleur ce qui a des répercussions sur le fonctionnement des installations, les coûts d'exploitation et la durabilité des équipements car une conception optimale maximise le transfert thermique tout en minimisant la perte de charge et l'encombrement de l'équipement **[1].**

Ce chapitre a pour objectif de poser les bases théoriques nécessaires à la compréhension des échangeurs de chaleur. Il débutera par une présentation des principes fondamentaux du transfert thermique, suivie d'une classification des différents types d'échangeurs. Une attention particulière sera portée aux échangeurs de chaleur à tubes et calandre **(STHX)**, en détaillant leur constitution, leur fonctionnement, leurs avantages, leurs inconvénients et leurs applications industrielles. Enfin, une revue bibliographique synthétisera les études récentes, expérimentales et numériques, sur ces dispositifs.

I.2. Transfert thermique:

2.1. Généralités sur le transfert thermique:

Le transfert thermique est l'une des formes les plus courantes d'échange d'énergie; lorsqu'une différence de température existe entre deux points d'un système ou lorsque deux corps à des températures différentes entrent en contact les températures tendent à s'égaliser, un phénomène appelé transfert thermique .On distingue trois types de transfert thermique [6].

2.2. Les modes de transfert thermique:

Il existe trois modes principaux de transfert thermique: la conduction, la convection et le rayonnement.

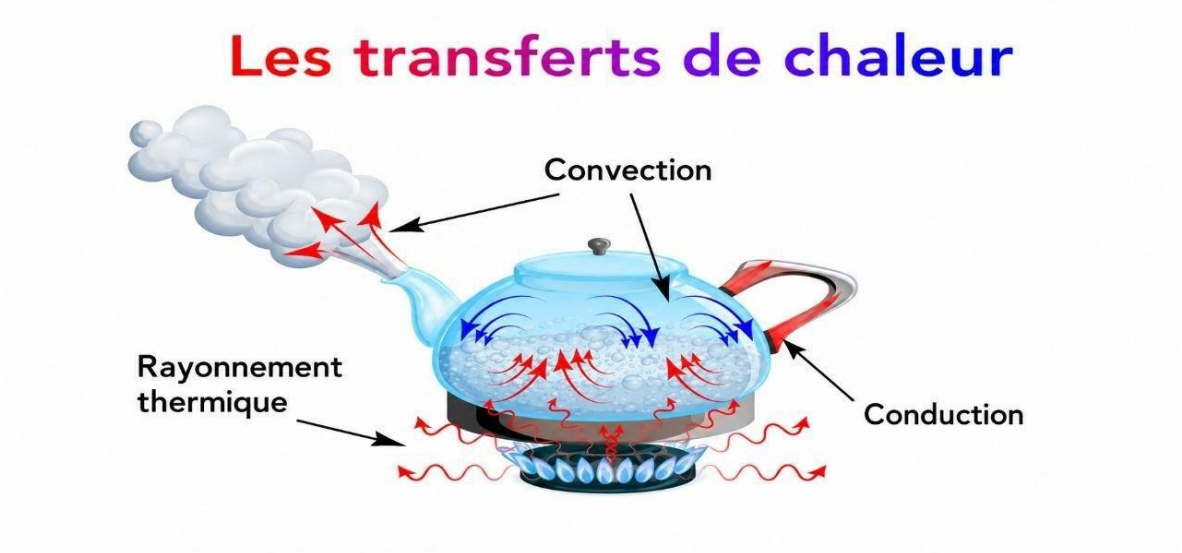


Figure I.1: Les trois modes de transfert thermique : conduction, convection et rayonnement.

2.2.1. La conduction:

Définition:

La conduction est le transfert de chaleur à travers un matériau sans déplacement macroscopique de matière. Elle se produit principalement dans les solides, où l'énergie est transmise par les vibrations des molécules et le mouvement des électrons libres [6].

Loi de Fourier:

La loi de Fourier décrit le taux de transfert de chaleur par conduction:

$$\Phi = -kA \frac{dT}{dx}$$

Cette équation montre que le flux thermique augmente lorsque la différence de température augmente.

Où:

- Φ est le flux thermique de transfert de chaleur (W).
- λ est la conductivité thermique du matériau (W/(m·K)).
- A est la surface de transfert de chaleur (m^2).
- dT/dx est le gradient de température dans la direction du transfert (K/m).

Applications industrielles:

a. Échangeurs de chaleur:

Dans les échangeurs de chaleur, la conduction permet le transfert de l'énergie thermique à travers les parois métalliques séparant les fluides chauds et froids.

b. Isolation thermique des équipements industriels:

Les matériaux isolants sont utilisés dans les chaudières, les fours et les conduites afin de réduire les pertes de chaleur par conduction et d'améliorer l'efficacité énergétique.

c. Procédés métallurgiques et traitements thermiques:

Lors des opérations de soudage, de forgeage, de trempe ou de traitement thermique des métaux, la chaleur se propage à l'intérieur des pièces par conduction.

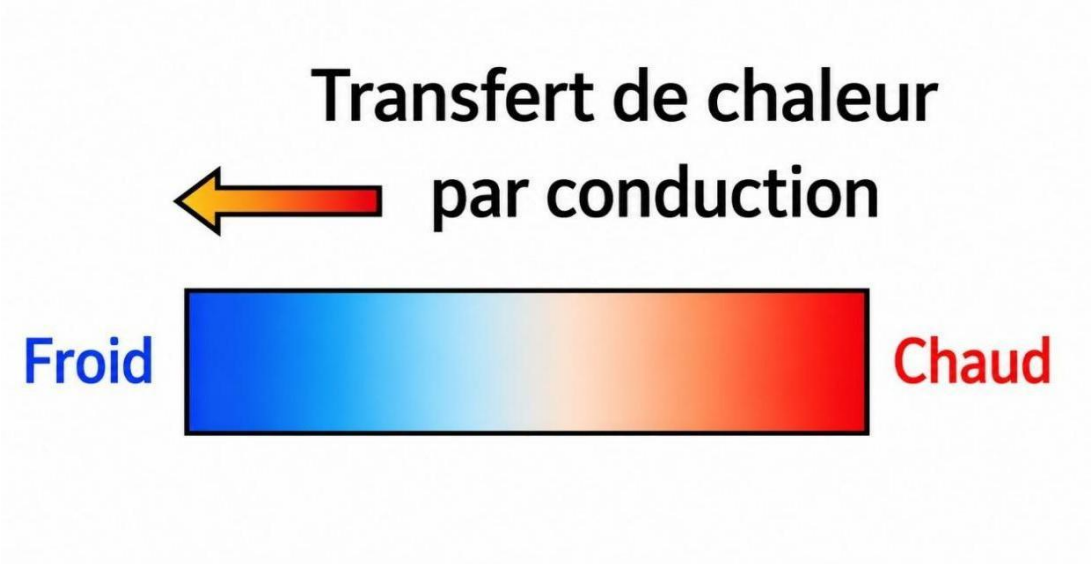


Figure I.2: illustration du transfert thermique par conduction.

2.2.2. La convection:

Définition:

La convection est le transfert de chaleur qui se produit par le mouvement d'un fluide (liquide ou gaz). Ce mouvement peut être naturel ou forcé [6].

***Convection naturelle:**

La convection naturelle est un mode de transfert thermique induit par des différences de masse volumique au sein d'un fluide, résultant de variations de température. Lorsqu'un fluide est chauffé, sa masse volumique diminue et il s'élève, tandis que le fluide plus froid et plus dense descend; cela engendre des courants de convection qui facilitent le transfert de chaleur sans l'intervention de moyens mécaniques externes.

***Convection forcée:**

La convection forcée est un mode de transfert de chaleur dans lequel le fluide est mis en mouvement par des moyens mécaniques externes, tels que des pompes, des ventilateurs ou des agitateurs. Ces mécanismes forcent le fluide à s'écouler sur une surface, augmentant ainsi la vitesse de transfert de chaleur par rapport à la convection naturelle.

Loi de Newton*:*

Le taux de transfert de chaleur par convection est donné par la loi de refroidissement de Newton:

$$\Phi = h.A(Ts - T\infty)$$

Plus le coefficient de convection est élevé, plus le transfert thermique est efficace.

Où:

- Φ est le taux de transfert de chaleur (W).
- h est le coefficient de transfert de chaleur par convection ($W/(m^2 \cdot K)$).
- A est la surface de transfert de chaleur (m^2).
- Ts est la température de la surface (K).
- T∞ est la température du fluide loin de la surface (K).

Applications industrielles:

a. Échangeurs de chaleur:

Les échangeurs de chaleur utilisent les phénomènes de convection pour transférer l'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes. Ils sont largement employés dans les centrales thermiques, les industries chimiques, pétrochimiques et les systèmes énergétiques.

b. Systèmes de refroidissement des moteurs et des machines:

Dans les moteurs thermiques, les turbines et les équipements industriels, la convection permet d'évacuer la chaleur produite afin de maintenir les composants à des températures de fonctionnement appropriées et d'éviter les risques de surchauffe.

c. Systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVC):

Les systèmes CVC exploitent la convection naturelle ou forcée pour assurer la distribution de l'air chaud ou froid dans les bâtiments industriels, commerciaux et résidentiels.

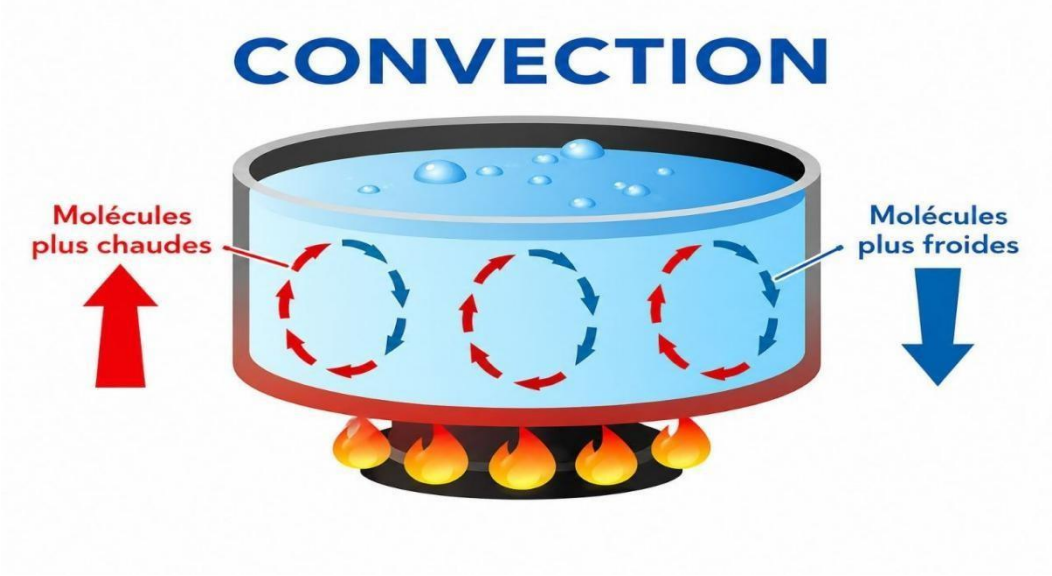


Figure I.3: illustration du transfert thermique par convection.

2.2.3. Le rayonnement:

Définition:

Le rayonnement thermique est le transfert de chaleur par ondes électromagnétiques, sans nécessiter de milieu matériel. Tous les corps ayant une

température supérieure au zéro absolu émettent du rayonnement thermique [6].

Loi de Stefan-Boltzmann:

La puissance rayonnée par une surface est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann:

$$\Phi = \varepsilon.\sigma.\ A.\ T^{\wedge}4$$

Cette équation montre que le rayonnement thermique augmente fortement lorsque la température absolue de la surface augmente.

Où:

- Φ est la puissance rayonnée (W).
- ε est l'émissivité de la surface (sans dimension, $0 \leq \varepsilon \leq 1$).
- σ est la constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10^{-8} W/(m²·K⁴)).
- A est la surface émettrice (m²).
- T est la température absolue de la surface (K).

Applications industrielles:

a. Les fours industriels:

Le rayonnement thermique est le principal mode de transfert de chaleur dans les fours industriels utilisés pour la fabrication de l'acier, du verre et de la céramique. Il permet de chauffer rapidement les matériaux à des températures très élevées.

b. Le séchage par rayonnement infrarouge:

Le rayonnement infrarouge est largement utilisé pour le séchage des peintures, des textiles, du papier et des produits alimentaires. Cette technique offre un séchage rapide et une meilleure efficacité énergétique.

c. Les centrales solaires thermiques:

Dans les centrales solaires thermiques, le rayonnement solaire est concentré à l'aide de miroirs afin de chauffer un fluide caloporteur. La chaleur produite est ensuite utilisée pour générer de la vapeur et produire de l'électricité.

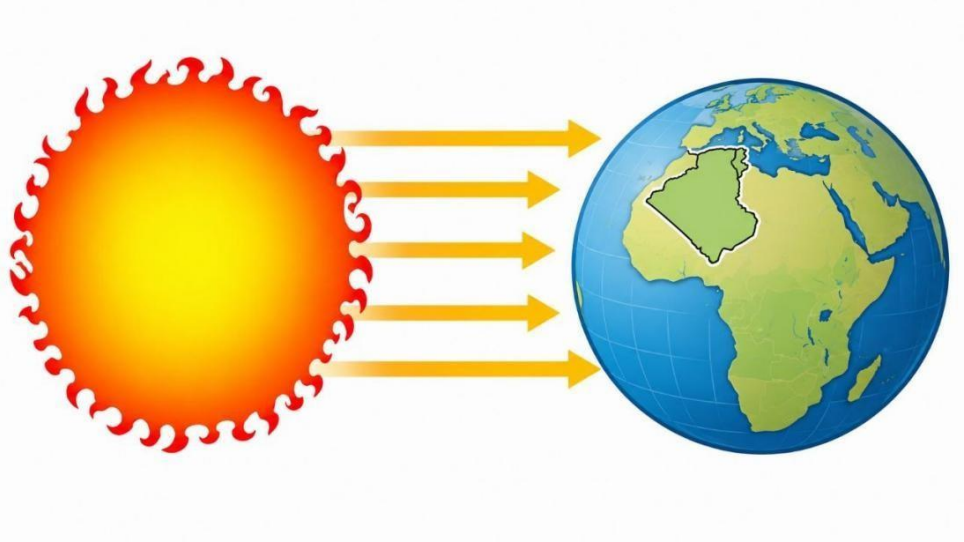


Figure I.4 : illustration du transfert thermique par rayonnement.

I.3. Généralités sur les échangeurs de chaleur:

3.1. Définition d'un échangeur de chaleur:

Un échangeur de chaleur est un dispositif technique conçu pour transférer efficacement l'énergie thermique d'un fluide à haute température vers un fluide à basse température, sans que les fluides ne se mélangent directement, à l'exception des échangeurs à contact direct [2].

3.2. Principe général de fonctionnement:

Le principe de fonctionnement repose sur la mise en contact thermique de deux fluides à travers une paroi conductrice. La chaleur est transférée du fluide chaud vers la paroi par convection, puis à travers la paroi par conduction, et enfin de la paroi vers le fluide froid par convection. L'objectif est de maximiser la surface d'échange et le coefficient global de transfert de chaleur tout en minimisant les pertes de charge [1].

3.3. Domaines d'utilisation des échangeurs de chaleur:

Les échangeurs de chaleur sont des composants essentiels dans de nombreuses industries [2].

3.3.1. Industrie pétrolière:

Dans l'industrie pétrolière, ils sont utilisés pour le préchauffage du pétrole brut avant distillation, le refroidissement des produits raffinés et la récupération de chaleur dans les processus [2].

3.3.2. Industrie chimique:

L'industrie chimique les emploie pour le contrôle de la température des réacteurs, la condensation des vapeurs, le chauffage ou le refroidissement des réactifs et des produits [2].

3.3.3. Centrales thermiques:

Les centrales thermiques utilisent des échangeurs de chaleur comme condenseurs pour la vapeur d'eau, des préchauffeurs d'eau d'alimentation et des refroidisseurs d'huile [2].

3.3.4. Industrie agroalimentaire:

Dans l'agroalimentaire, ils sont cruciaux pour la pasteurisation, la stérilisation, le refroidissement rapide des produits et la récupération de chaleur [2].

3.3.5. Systèmes HVAC:

Les systèmes HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) intègrent des échangeurs pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments, la déshumidification et la récupération de chaleur de l'air vicié [2].

I.4. Classification des échangeurs de chaleur:

Les échangeurs de chaleur sont classés selon plusieurs critères, dont les plus importants sont le mode de transfert thermique, la configuration des écoulements et la conception mécanique .[2].

4.1. Selon le mode de transfert:

4.1.1. Échangeurs à contact direct:

Dans ces échangeur, les fluides sont en contact direct et se mélangent. Le transfert de chaleur se fait par contact direct et par transfert de masse. Un exemple typique est la tour de refroidissement, où l'eau chaude est pulvérisée et refroidie par contact avec l'air ambiant [2].

4.1.2. Échangeurs à contact indirect:

La majorité des échangeurs sont à contact indirect, où les fluides sont séparés par une paroi solide. La chaleur est transférée à travers cette paroi sans mélange des fluides. Les échangeurs à tubes et calandre et à plaques en sont des exemples [2].

4.2. Selon la configuration de l'écoulement:

La configuration de l'écoulement des fluides a un impact significatif sur l'efficacité du transfert de chaleur [2].

4.2.1. Co-courant:

En configuration co-courant (ou parallèle), les deux fluides entrent du même côté de l'échangeur et s'écoulent dans la même direction. La différence de température entre les fluides diminue le long de l'échangeur, limitant l'efficacité du transfert [2].

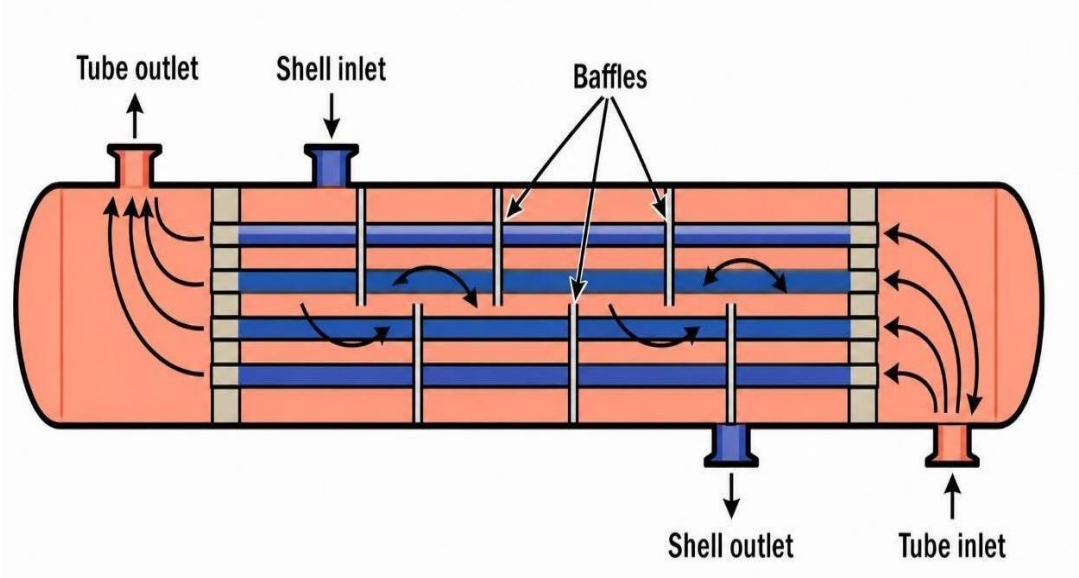


Figure I.5: Échangeur de chaleur à tubes et calandre à contre-courant.

4.2.2. Contre-courant:

En configuration contre-courant, les fluides entrent par des côtés opposés et s'écoulent dans des directions opposées. Cette configuration est la plus efficace car elle maintient une différence de température relativement constante et élevée sur toute la longueur de l'échangeur, permettant un transfert de chaleur maximal [2].

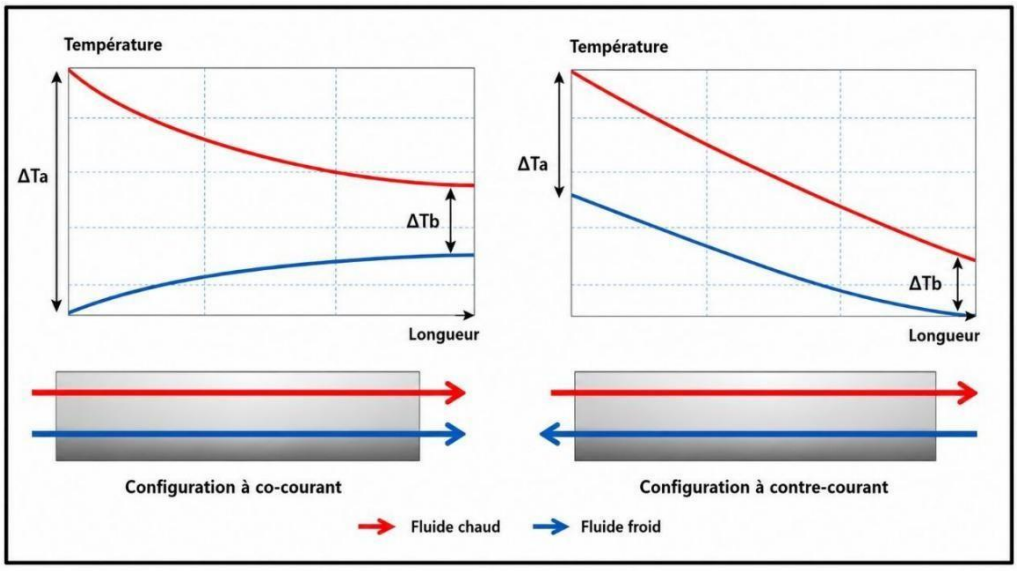


Figure I.6: Représentation ΔTa-ΔTb fonction de la langueur du tube du co-courant et contre courant.

4.2.3. Écoulement croisé:

Dans un échangeur à écoulement croisé, les fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Cette configuration est courante dans les radiateurs automobiles et les serpentins de climatisation [2].

4.3. Selon la construction mécanique:

La construction mécanique détermine la géométrie et les matériaux de l'échangeur, influençant ses performances et ses applications [2].

4.3.1. Échangeur tubulaire:

Les échangeurs tubulaires, ou à double tube, sont les plus simples, constitués de deux tubes concentriques. Un fluide s'écoule dans le tube intérieur et l'autre dans l'espace annulaire. Ils sont utilisés pour de faibles débits et des applications où l'encrassement est faible [2].



Figure I.7: Echangeur de chaleur tubulaire type BEM.

4.3.2. Échangeur à plaques:

Les échangeurs à plaques sont constitués d'un empilement de plaques minces et ondulées, séparées par des joints. Les fluides s'écoulent dans les canaux formés entre les plaques. Ils offrent une grande surface d'échange dans un volume compact, une haute efficacité et sont faciles à nettoyer. Cependant, ils sont limités en température et pression par les joints [2].

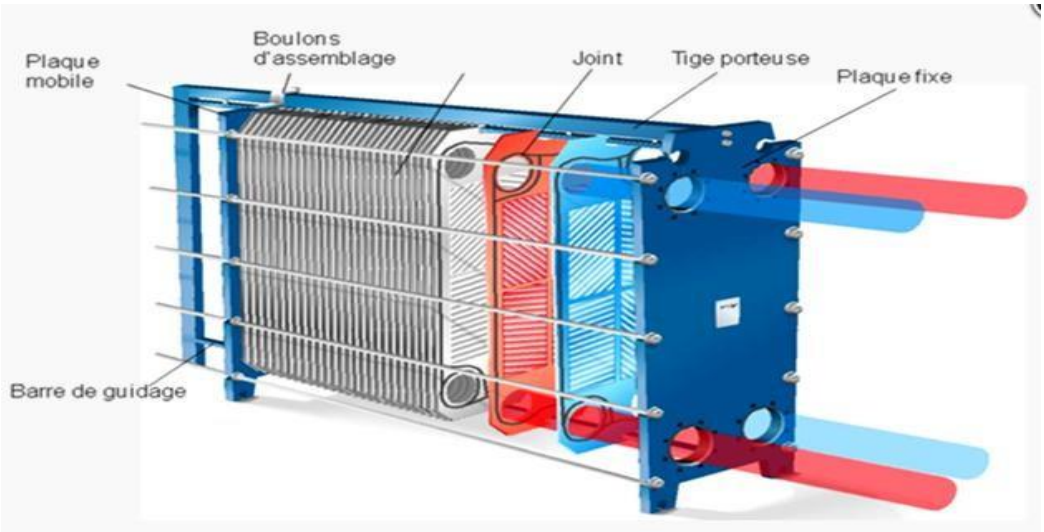


Figure I.8: un échangeur de chaleur à plaque.

4.3.3. Échangeur spiralé:

Les échangeurs spiralés sont formés de deux canaux enroulés en spirale, permettant un écoulement en contre-courant. Ils sont compacts, efficaces et adaptés aux fluides visqueux ou encrassants [2].



Figure I.9: un échangeurde chaleur spiralé.

4.3.4. Échangeur compact (à ailettes):

Les échangeurs compacts se caractérisent par une très grande densité de surface d'échange (surface par unité de volume). Ils incluent les échangeurs à plaques, à ailettes et micro-canaux, et sont utilisés lorsque l'encombrement est une contrainte majeure [2].

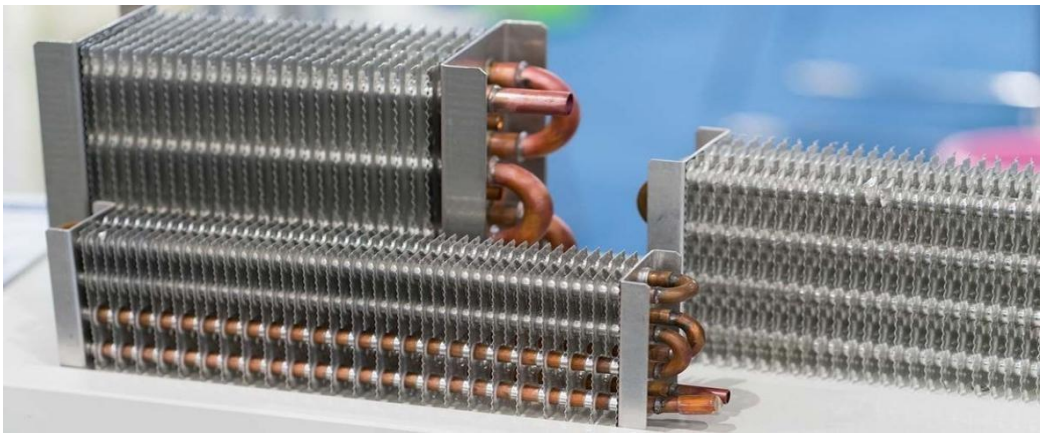


Figure I.10: un échangeur de chaleur compact.

Tableau I.1 : comparaison entre les principaux types d'échangeurs de chaleur.

Type d'échangeur	Avantages	Inconvénients	Application
Tubulaire	Robuste, hautes pression	Encombrant	pétrochimie
À plaques	Trés compact, rendement élevé	Pression limitée	Agroalimentaire
Spiralé	Faible encrassement	Cout élevé	Fluides visqueux
À ailettes	Grande surface d'échange	Nettoyage difficile	Climatisation

I.5. Échangeur de chaleur à tubes et calandre:

5.1. Définition:

L'échangeur de chaleur à tubes et calandre (STHX - Shell and Tube Heat Exchanger) est l'un des types d'échangeurs les plus répandus dans l'industrie. Il est constitué d'un faisceau de tubes contenus dans une enveloppe cylindrique appelée calandre [2].

5.2. Description générale:

Un STHX est conçu pour transférer la chaleur entre deux fluides. Un fluide s'écoule à l'intérieur des tubes (côté tubes), tandis que l'autre s'écoule à l'extérieur des tubes, dans la calandre (côté calandre). La séparation physique des fluides permet d'éviter leur mélange tout en facilitant l'échange thermique [2].

5.3. Principe de fonctionnement:

Le principe de fonctionnement repose sur le passage des fluides à travers l'échangeur. Le fluide chaud cède de la chaleur au fluide froid à travers la paroi des tubes. Les chicanes (baffles) sont souvent utilisées côté calandre pour diriger le fluide et augmenter la turbulence, améliorant ainsi le coefficient de transfert de chaleur par convection [1].

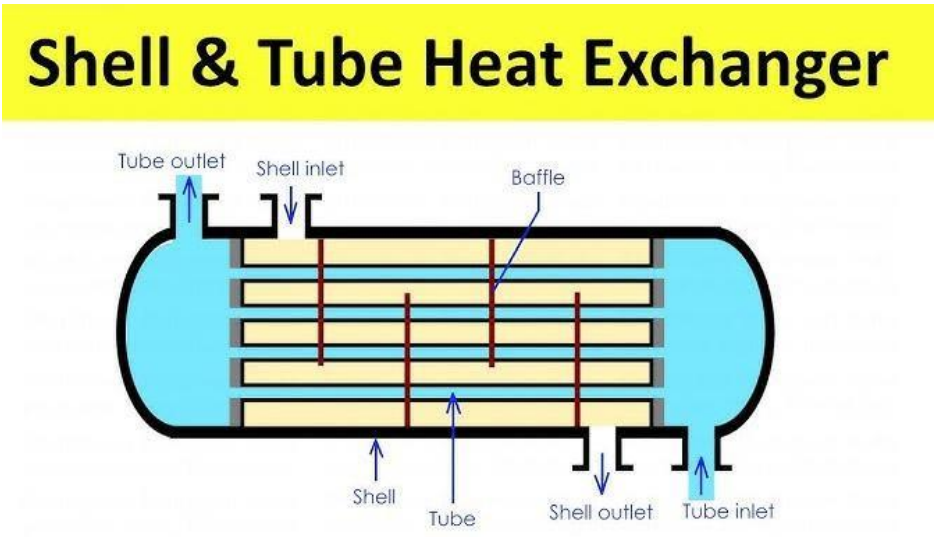


Figure I.11: Schéma de principe d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre (STHX).

5.4. Constitution de l'échangeur:

Un échangeur à tubes et calandre est composé de plusieurs éléments clés [2].

5.4.1. La calandre:

La calandre est l'enveloppe extérieure cylindrique qui contient le faisceau de tubes et le fluide côté calandre. Elle est conçue pour résister aux pressions et températures de fonctionnement [2].

5.4.2. Les tubes:

Les tubes constituent la principale surface d'échange de chaleur. Ils peuvent être lisses, à ailettes ou profilés pour améliorer le transfert thermique. Le matériau des tubes est choisi en fonction de la compatibilité avec les fluides et des propriétés de conductivité thermique [2].

5.4.3. Les chicanes:

Les chicanes (baffles) sont des plaques perforées installées perpendiculairement aux tubes dans la calandre. Elles ont deux fonctions principales: soutenir les tubes pour éviter les vibrations et diriger le fluide côté calandre pour créer un écoulement transversal, augmentant la turbulence et le coefficient de transfert de chaleur [2]. l'éspacement entre les chicanes est généralement choisi dand une plage comprise entre o.2 Ds et 1.0 Ds [3].

5.4.4. Les plaques tubulaires:

Les plaques tubulaires sont des disques percés qui maintiennent les tubes en place à chaque extrémité du faisceau. Elles assurent l'étanchéité entre les fluides côté tubes et côté calandre [2].

5.4.5. Les collecteurs:

Les collecteurs (ou boîtes à eau) sont des chambres situées aux extrémités des tubes, permettant la distribution et la collecte du fluide côté tubes [2].

5.4.6. Les entrées et sorties des fluides:

Des orifices sont prévus sur la calandre et les collecteurs pour l'entrée et la sortie des fluides [2].

5.5. Types des échangeurs à tubes et calandre:

Les STHX peuvent être classifiés selon le nombre de passages et la configuration TEMA [2].

5.5.1. Échangeur à un passage:

Dans un échangeur à un passage, le fluide côté tubes traverse l'échangeur une seule fois, de l'entrée à la sortie [2].

5.5.2. Échangeur multipasse:

Un échangeur multipasse est conçu pour que le fluide côté tubes effectue plusieurs allers-retours à travers le faisceau de tubes, augmentant ainsi la longueur du parcours et l'efficacité du transfert de chaleur **[2].**

5.5.3. Classification TEMA:

La Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) a établi une classification standardisée des échangeurs à tubes et calandre basée sur la conception des collecteurs avant et arrière, et de la calandre. Les types courants incluent les échangeurs de type BEM, AES, ou CFU, chacun ayant des caractéristiques spécifiques adaptées à diverses applications **[3].**

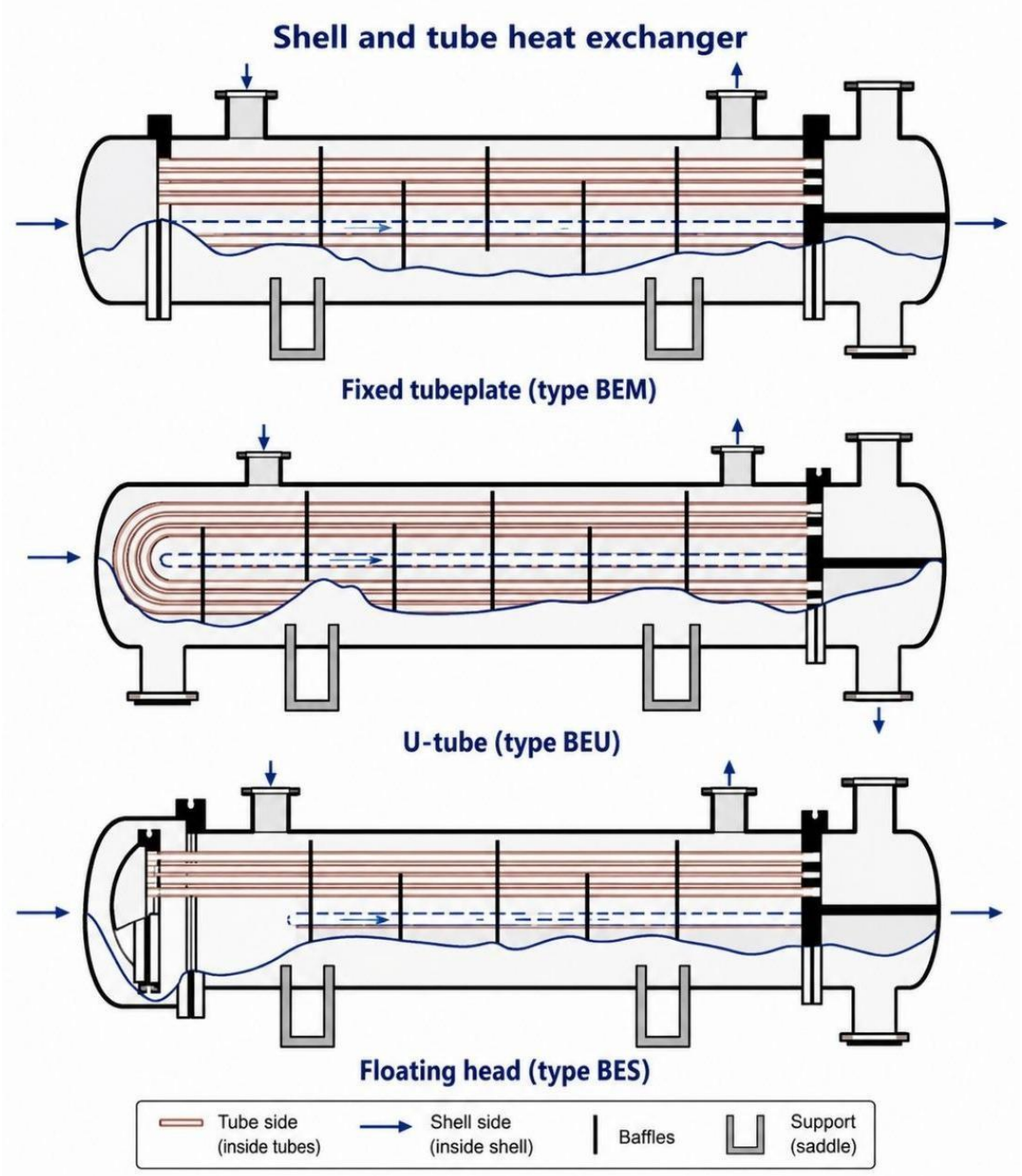


Figure I.12: Différents types de configurations TEMA pour les échangeurs de chaleur à tubes et calandre.

5.6. Paramètres influençant les performances:

Plusieurs paramètres influencent directement les performances d'un échangeur de chaleur [1].

5.6.1. Température:

Les températures d'entrée et de sortie des fluides, ainsi q21ue la différence de température moyenne logarithmique **(ΔMTD)**, sont cruciales pour déterminer le taux de transfert de chaleur [1].

5.6.2. Débit:

Les débits massiques des fluides affectent les vitesses d'écoulement, les coefficients de transfert de chaleur par convection et les pertes de charge [1].

5.6.3. Vitesse des fluides:

Une vitesse de fluide plus élevée augmente la turbulence et le coefficient de transfert de chaleur, mais entraîne également une augmentation des pertes de charge [1].

5.6.4. Surface d'échange:

La surface totale des tubes disponible pour le transfert de chaleur est un facteur direct de la capacité de l'échangeur [1].

5.6.5. Coefficient d'échange thermique:

Le coefficient global de transfert de chaleur (U) représente la résistance totale au transfert de chaleur, incluant les résistances de convection des deux fluides et la résistance de conduction de la paroi du tube, ainsi que les résistances d'encrassement [1].

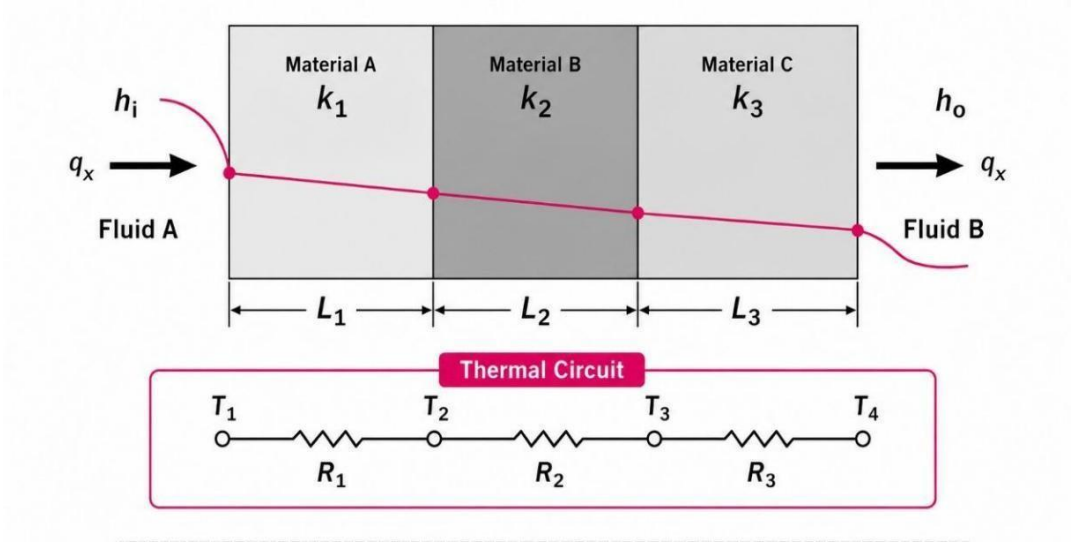


Figure I.13: represente les ciccuit thermique et les résistances.

5.6.6. Perte de charge:

La perte de charge est la diminution de pression des fluides lorsqu'ils traversent l'échangeur. Une perte de charge excessive peut nécessiter une puissance de pompage plus importante, augmentant les coûts d'opération [1].

Ces parametres doivent etre pris en compte lors du dimensionnement et de l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur.

5.7. Avantages des échangeurs à tubes et calandre:

Les **STHX** présentent plusieurs avantages

* **Robustesse:** Ils sont robustes et peuvent supporter des pressions et des températures élevées.

***Polyvalence:** Adaptés à une large gamme de fluides et de conditions de fonctionnement.

***Facilité de nettoyage:** Certains types (par exemple, avec faisceau amovible) sont faciles à nettoyer, ce qui est important pour les fluides encrassants.

***Coût:** Généralement moins chers que d'autres types d'échangeurs pour des applications à haute pression. [2]

5.8. Inconvénients des échangeurs à tubes et calandre:

Malgré leurs avantages, les **STHX** ont aussi des inconvénients:

*** Encombrement:** Ils sont souvent volumineux et lourds pour une capacité de transfert de chaleur donnée.

*** Efficacité:** Moins efficaces que les échangeurs à plaques pour de faibles écarts de température ou des applications nécessitant une grande compacité.

*** Encrassement:** Le côté calandre peut être sujet à l'encrassement, réduisant l'efficacité et augmentant les pertes de charge. [2]

5.9. Applications industrielles des échangeurs à tubes et calandre:

Les **STHX** sont largement utilisés dans les industries suivantes:

*** Pétrochimie:** Refroidisseurs, condenseurs, réchauffeurs.

*** Production d'énergie:** Condenseurs de vapeur, préchauffeurs d'eau d'alimentation.

*** Chimie:** Réacteurs, condenseurs, évaporateurs.

*** Raffinage:** Refroidisseurs de pétrole, condenseurs de gaz [2].

I.6. revue bibliographique:

6.1. Rakesh Kumar et Suresh Kumar Badholiya (2024) [7]:

Kumar & Badholiya (2024) ont étudié l'efficacité de la méthode de **Kern** pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre, tout en utilisant la **CFD** pour analyser son comportement hydraulique et thermique. L'objectif principal de leur travail était d'évaluer les performances de l'échangeur et d'améliorer la répartition du débit dans les tubes grâce au choix adéquat des headers et des nozzles.

Sur le plan méthodologique, pour atteindre cet objectif, les auteurs ont combiné la méthode analytique de **Kern** avec la dynamique numérique des fluides, afin d'évaluer simultanément les performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur. Ils ont supposé un écoulement stationnaire, laminaire et incompressible, avec des propriétés thermophysiques constantes. Les équation du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides ont ensuite été utilisées pour analyser le comportement thermique et hydraulique de l'échangeur.

Les résultats montrent que les headers de type **B** et **C** assurent une distribution de pression et de vitesse plus uniforme que le header de type **A**, ce qui améliore l'écoulement dans les tubes. Les auteurs ont aussi conclu que la géométrie simplifiée, fondée sur une symétrie plane, reste valable sur la majeure partie de l'échangeur, mais que les zones d'entrée et de sortie présentent des limitations dues au mélange rapide et aux changements de direction de l'écoulement. Ils signalent également qu'une partie importante du fluide côté calandre contourne le faisceau tubulaire sans échange efficace, ce qui réduit les performances thermiques. Pour améliorer l'échange, ils proposent de réduire le diamètre de la calandre ou d'augmenter l'espacement des tubes.

Cette etude constitue une référence pertinente pour notre travail, car elle adopte la démarche basée sur la méthode de **Kern** et la simulation **CFD**. Elle nous a permis de mieux comprendre la maniere d'interpréter les écarts entre les resultats théoriques et la simulation numérique.

6.2. Di Bono et Corcione et Quintino (2025) [5]:

L'étude menée par **Di Bono**, **Corcione et Quintino (2025)** est consacrée à une comparaison systématique entre les deux méthodes analytiques les plus utilisées pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur à tubes et calandre, à savoir la méthode de **Kern** et la méthode de **Bell-Delaware**. L'objectif principal est d'évaluer les différences entre ces deux approches et d'identifier la méthode la plus adaptée selon les conditions de conception.

Pour réaliser cette analyse, les auteurs ont appliqué les méthodes de **Kern** et de **Bell-Delaware** à plusieurs configurations d'échangeurs présentant différentes géométries côté calandre. Les performances thermiques et hydrauliques ont été comparées à travers le coefficient de transfert thermique, la perte de charge ainsi que l'influence de plusieurs paramètres de conception, notamment l'espacement des chicanes (baffle spacing) et le nombre de bandes d'étanchéité (sealing strips).

Les résultats montrent que la méthode de **Bell-Delaware** fournit généralement des prédictions plus précises que la méthode de **Kern,** notamment grâce à la prise en compte des courants de fuite (leakage flows) et du phénomène de contournement (bypass). Les auteurs montrent également que l'augmentation du nombre de sealing strips est plus efficace que l'augmentation du nombre de chicanes pour réduire la perte de charge tout en maintenant un bon transfert thermique. Ils concluent enfin que la méthode de **Kern** reste une approche simple, rapide et adaptée aux études préliminaires de conception.

Cette étude constitue une référence importante pour notre mémoire, car elle justifie scientifiquement le choix de la méthode de **Kern** adoptée dans notre travail. Bien que la méthode de **Bell-Delaware** soit plus précise, la méthode de **Kern** demeure largement utilisée pour le dimensionnement préliminaire des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Cette comparaison nous permet également de mieux situer les limites de la méthode retenue et d'interpréter les résultats obtenus lors de la comparaison avec la simulation **CFD**.

6.3. Ambekar et al. (2016) [4]:

Dans le but de vérifier la fiabilité des méthodes classiques de dimensionnement, **Ambekar et al**. **(2016)** ont réalisé une étude comparative entre la méthode analytique de **Kern** et plusieurs outils de simulation, à savoir **ASPEN**, **HTRI** et **SOLIDWORKS** Flow Simulation **(CFD)**. L'objectif était d'évaluer la précision des calculs théoriques en les confrontant aux résultats obtenus par différentes plateformes de simulation.

L'étude repose sur la conception d'un même échangeur de chaleur à calandre et tubes en conservant les mêmes caractéristiques géométriques ainsi que les mêmes conditions de fonctionnement pour l'ensemble des méthodes étudiées. Cette démarche a permis d'effectuer une comparaison directe des performances thermiques obtenues à partir de chaque approche.

L'analyse des résultats révèle une bonne concordance entre les valeurs fournies par la méthode de **Kern**, **ASPEN** et **HTRI**. Les simulations réalisées sous **SOLIDWORKS** Flow Simulation présentent un coefficient global de transfert thermique légèrement plus élevé. Les auteurs concluent néanmoins que cette différence reste acceptable et confirment que la méthode de **Kern** constitue un outil fiable pour le dimensionnement préliminaire des échangeurs de chaleur.

Cette étude représente un support scientifique important pour notre mémoire, car elle met en œuvre une démarche très proche de celle adoptée dans notre travail. En effet, elle montre que les résultats issus de la méthode de Kern peuvent être comparés de manière pertinente avec ceux obtenus par une simulation **CFD** sous **SOLIDWORKS**, ce qui renforce la crédibilité de la méthodologie utilisée dans notre étude.

6.4. Erica Jacqueline Fernandes et Sachidananda Hassan Krishanmurthy (2022) [8]:

Les travaux de **Fernandes et Krishnamurthy (2022)** s'intéressent à la conception et à l'analyse d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre, en mettant l'accent sur l'influence du matériau de fabrication et de l'espacement des chicanes **(baffle spacing)** sur les performances thermiques. L'objectif principal consiste à

identifier la configuration permettant d'améliorer le transfert de chaleur tout en garantissant un fonctionnement efficace de l'échangeur.

Pour atteindre cet objectif, les auteurs ont réalisé le dimensionnement de l'échangeur à l'aide de la méthode de **Kern**, avant de développer un modèle numérique analysé par la dynamique des fluides numérique (**Computational Fluid Dynamics** – **CFD**) sous **ANSYS** Fluent. Plusieurs matériaux (cuivre, aluminium et acier) ainsi que différentes valeurs d'espacement des chicanes ont été étudiés afin d'évaluer leur influence sur les performances thermiques.

Les résultats obtenus montrent que le cuivre présente les meilleures performances de transfert thermique par rapport à l'aluminium et à l'acier. L'étude met également en évidence que la réduction de l'espacement entre les chicanes favorise l'amélioration des échanges thermiques. Les auteurs concluent ainsi que le choix du matériau et des paramètres géométriques joue un rôle déterminant dans l'optimisation des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre.

Cette étude apporte un appui scientifique à notre mémoire, puisqu'elle confirme l'intérêt d'associer la méthode de **Kern** à la simulation **CFD** pour l'analyse des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Elle met également en évidence l'importance de l'espacement des chicanes, paramètre pris en considération dans la géométrie de notre échangeur, même si son optimisation ne constitue pas l'objectif principal de notre étude.

Tableau I.2 : comparaison entre les études.

Auteur	**Année**	**Méthodologie**	**Objectif principal**	**Résultats principaux**	**Pertinence pour notre étude**
Kumar & Badholiya	2024	(Kern, CFD: ANSYS)	Évaluer les performances d'un échangeur à tubes et calandre et analyser l'influence des headers sur la répartition de	Les headers B et C assurent une meilleure répartition du débit. Le phénomène de bypass réduit les performances	Constitue la référence principale de notre travail, car il adopte la même démarche basée sur la comparaison entre la méthode de Kern et la simulation CFD.

			l'écoulement.	thermiques.	
Di Bono, corcione & Quintino	2025	(Kern, Bell-Delaware)	Comparer les performances des deux méthodes de dimensionnement des échangeurs de chaleur.	Bell-Delaware est plus précise, tandis que Kern reste simple, rapide et adaptée au dimensionnement préliminaire.	Justifie le choix de la méthode de Kern utilisée dans notre étude et permet de situer ses limites par rapport à Bell-Delaware.
Fernands & Krishnamu-rthy	2022	(Kern, CFD: ANSYS Fluent)	Étudier l'influence du matériau et de l'espacement des chicanes sur les performances thermiques de l'échangeur.	Le cuivre améliore le transfert thermique. Une réduction de l'espacement des chicanes augmente les performances de l'échangeur.	Confirme l'intérêt de l'association entre la méthode de Kern et la simulation CFD et souligne l'influence des chicanes sur les performances.
Ambekar et al	2016	(Kern, CFD: ASPEN, HTRI, SOLIDWORKS)	Évaluer la fiabilité de la méthode de Kern par comparaison avec plusieurs logiciels de simulation.	Les résultats de Kern sont proches de ceux d'ASPEN et de HTRI, et de solidwoks jugé acceptable.	Renforce la méthodologie adoptée dans notre mémoire en validant la comparaison entre les calculs théoriques de Kern et la simulation CFD sous SOLIDWORKS.

I.7. conclusion:

Ce premier chapitre a permis de présenter les notions générales relatifs au transfert de chaleur et aux échangeurs de chaleur, en mettant l'accent sur les échangeurs à calandre et à tubes en raison de leur large utilisation dans les procédés

industriels. Les différents modes de transfert thermique, les principaux critères de classification ainsi que les domaines d'application des échangeurs ont été abordé afin d'établir les bases théoriques nécessaires à cette étude. Par ailleurs, une revue bibliographique a permis de présenter les travaux de recherche les plus récents portant sur les méthodes de dimensionnement et d'analyse des performances des échangeurs de chaleur, notamment la méthode de Kern et la simulation numérique **(CFD)**. Cette synthèse met en évidence l'intérêt de combiner l'approche théorique et la simulation afin d'obtenir une évaluation plus complète des performances thermiques et hydrauliques. Les connaissances développées dans ce chapitre serviront de fondement aux calculs analytiques et à l'étude comparative qui seront présentés dans les chapitres suivants.

Chapitre II :

Mode de calcul des échangeurs de chaleur à tube et calandre

II.1. Introduction :

Un échangeur de chaleur est dispositif qui facilitent le transfert de chaleur entre deux (2) fluides à des températures différentes, sans mélange direct entre eux. Les échangeurs de chaleurs à tubes et calandre, également appelés échangeurs tubulaires. Il est constitué d'un faisceau de tubes disposés à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique appelée calandre. L'un des deux fluides circule à l'intérieur des tubes, tandis que l'autre s'écoule autour de ces tubes, dans l'espace compris entre le faisceau et la calandre. Les deux fluides sont ainsi maintenus séparés en permanence, et le transfert de chaleur s'effectue uniquement à travers la paroi des tubes, sans aucun mélange entre eux.

II.2. Principe de calcul d'un échangeur à tubes et calandre :

Le calcul thermique de l'échangeur de chaleur a pour objectif de déterminer la surface d'échange nécessaire pour garantir la performance thermique souhaitée. Afin de simplifier l'étude, on suppose que l'échangeur tube et calandre fonctionne en régime permanent et qu'il est considéré comme un système fermé (en négligeant les pertes de chaleur vers l'environnement extérieur).

2.1. Méthode ΔTLM (Différence de Température Moyenne Logarithmique) :

Le bilan thermique global est basé sur le principe de conservation de l'énergie appliqué aux deux fluides. En régime permanent et en négligent les pertes thermiques vers l'extérieur, la chaleur cédée par le fluide chaud est égale à celle reçue par le fluide froid. Ce bilan s'écrit :

$$\Phi = \dot{m}_c Cp_c\,(Tce - Tcs) = \dot{m}_f\, Cp_f\,(Tfs - Tfe)$$

La puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente (correspondant à l'enthalpie de changement d'état) lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique) [9].

Le flux de chaleur résultant, cédé par le fluide chaud et reçu par le fluide froid est proportionnel :

$$\Phi = U.\ A.\ \Delta TLM \quad \text{où} \quad \Delta TLM = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

a. Pour un fonctionnement à Co-courant :

- Les écoulements des fluides chaud et froid sont parallèles et de même sense [10].

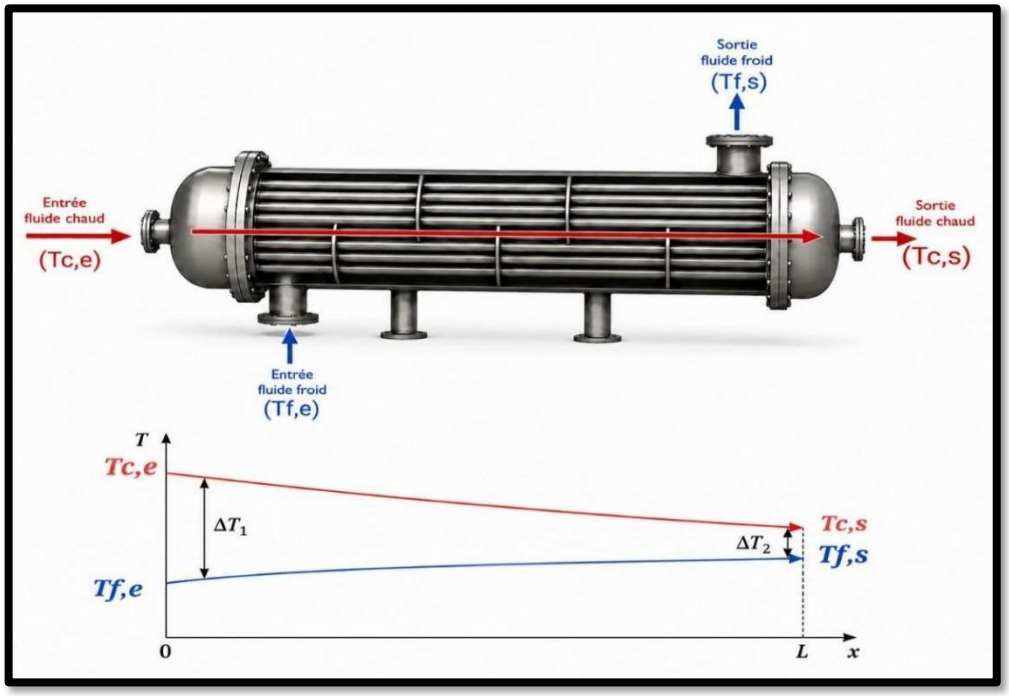


Figure II.1: fonctionnement à co-courant.

Avec:

$$\Delta T1 = Tce - Tfe$$

$$\Delta TLM = \frac{(Tce - Tfe) - (Tcs - Tfs)}{Ln\ \frac{(Tce - Tfe)}{(Tcs - Tfs)}}$$

$$\Delta T2 = Tcs - Tfs$$

b. Pour un fonctionnement à Contre courant :

- Les écoulements des fluide chaud et froid sont toujours parallèles mais de sens opposé.

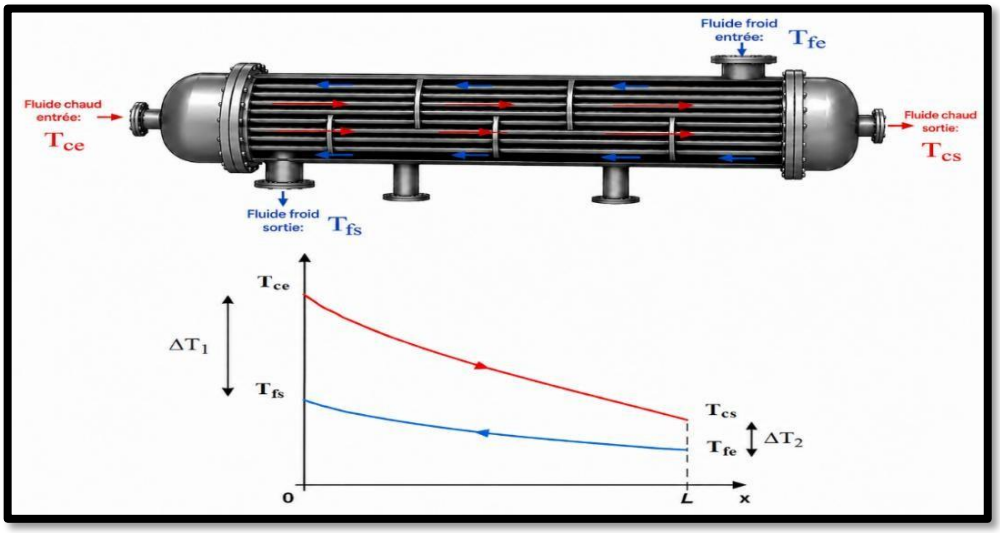


Figure II.2: Fonctionnement à contre courant.

Avec : $\Delta Ta = Tce - Tfs$; $\Delta Tb = Tcs - Tfe$

alors : $\Delta TLM = \frac{(Tce - Tfs) - (Tcs - Tfe)}{Ln\frac{(Tce - Tfs)}{(Tcs - Tfe)}}$

2.2. Efficacité d'un échangeur :

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, qui serait transférée dans les mêmes conditions de températures d'entrée des fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [11] :

$$\varepsilon = \frac{\Phi réel}{\Phi max} \quad \textbf{Avec : } 0 < \varepsilon < 1$$

- Cas ou le fluide chaud commende le transfèrt $\dot{m}Cp_c < \dot{m}Cp_f$:

$$\Phi = \dot{m}_c Cp_c (Tce - Tcs)$$

$$\Phi_{max} = \dot{m}_c Cp_c (Tce - Tfe)$$

On définit alors une efficacité refroidissement :

$$\varepsilon = \frac{Tce - Tcs}{Tce - Tfe} = \frac{\Delta Tc}{\Delta T max}$$

- Cas ou le fluide froid commende le transfèrt $\dot{m}Cp_f < \dot{m}Cp_c$:

$$\Phi = \dot{m}_f Cp_f (Tfs - Tfe)$$

$$\Phi_{max} = \dot{m}_f Cp_f (Tce - Tfe)$$

On définit alors une efficacité chauffage :

$$\varepsilon = \frac{Tfs - Tfe}{Tce - Tfe} = \frac{\Delta Tf}{\Delta T max}$$

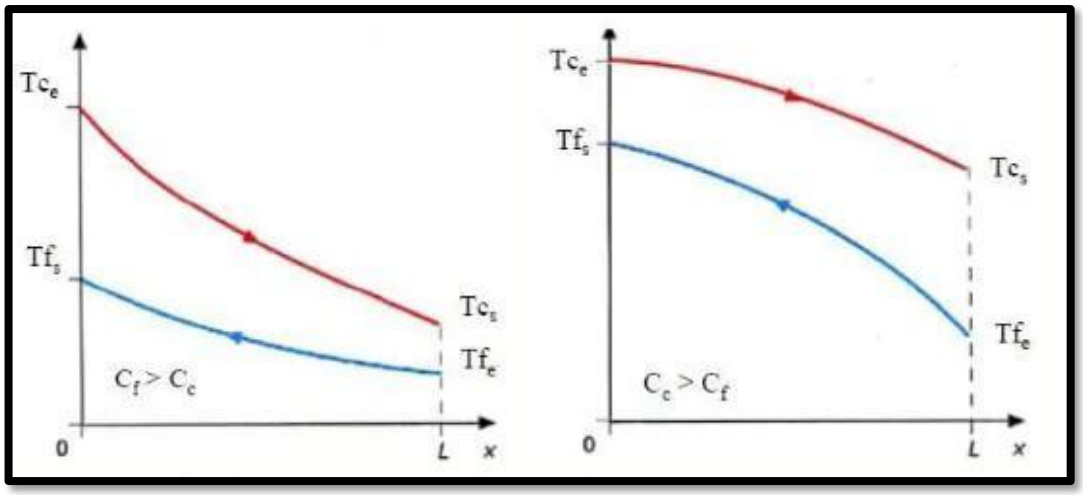


Figure II.3 : Distribution de température dans un échangeur à contre-courant pour $C_f > C_c$ et $C_f < C_c$

2.3. Nombre d'unités de transfert (NUT) :

Le nombre d'unités de transfert (NUT) est représenter le rapport entre la capacité de transfert thermique de la paroi séparatrice et le débit calorifique minimum des fluides. Plus précisément, le **NUT** est défini comme suit [12] :

$$NUT = \frac{U \times A}{C\,min}$$

Où :

- **U** est le coefficient global de transfert de chaleur (en **W/(m²·K)**).
- **A** est la surface totale d'échange de chaleur (en **m²**).
- **C*min*** est le débit calorifique minimum, défini comme le produit du débit massique (ṁ) et de la capacité thermique spécifique (**Cp**) du fluide ayant la plus petite valeur **(C_{min} = min ($\dot{m}_c Cp_c$, $\dot{m}_f Cp_f$) = min (C_c, C_f)**.

2.4. La méthode Efficacité - Nombre d'unité de transfert(ε-NUT):

L'éfficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport entre la variation de température du fluide ayant le plus faible débit de capacité thermique (C_{min}) et l'écart de température maximal pouvant être atteint dans l'échangeur.

Cependant, le calcul direct de cette efficacité nécessite la connaissance des températures de sortie des fluides. Lorsque ces dernières sont inconnues (comme dans le cas de la présente étude ou d'une simulation numérique), la méthode **ε–NUT** est utilisée pour déterminer l'efficacité de l'échangeur à partir du nombre d'unités de transfert (**NUT**) et du rapport des capacités thermiques ($\mathbf{C_r}$), où le nombre d'unités de transfert est défini par $\mathbf{NUT}=\frac{\mathbf{U}\times \mathbf{A}}{\boldsymbol{C}_{\mathbf{min}}}$ et le rapport des capacités thermiques par $\mathbf{C_r}=\frac{\boldsymbol{C}_{\mathbf{min}}}{\boldsymbol{C}_{\boldsymbol{max}}}$ [13]

Les relations reliant l'éfficacité **ε** au **NUT** dépendent du mode d'écoulement des fluides dans l'échangeur**:**

- Pour une circulation des fluides à contre-courants :

$$\varepsilon = \frac{1-e^{-\mathbf{NUT}(1-\mathbf{C_r})}}{1-\mathbf{C_r}\times e^{-\mathbf{NUT}(1-\mathbf{C_r})}}$$

- Pour une circulation des fluides à co-courants :

$$\varepsilon = \frac{1-e^{-NUT(1+\mathbf{C_r})}}{1+\mathbf{C_r}}$$

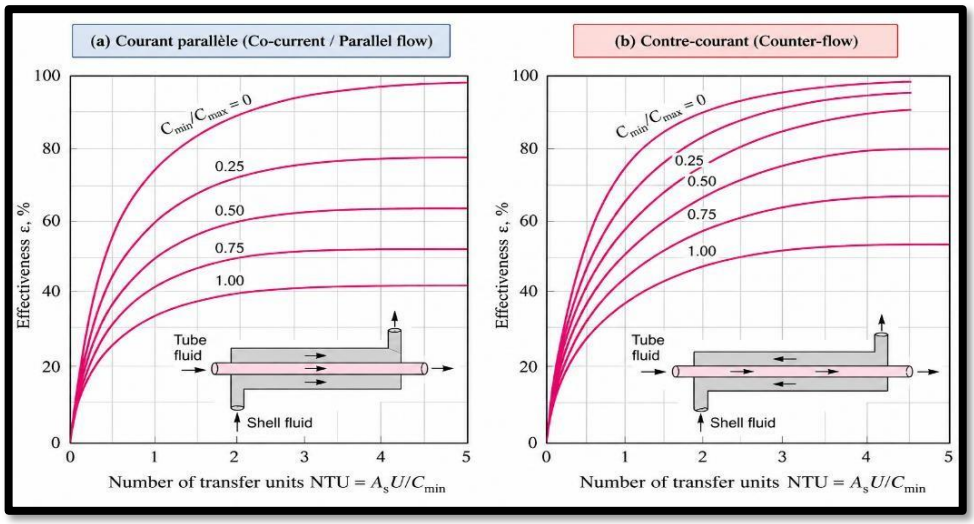


Figure II.4 : Courbes de l'efficacité (ε) en fonction du nombre d'unités de transfert (NUT)

2.5. Méthode de Kern pour dimensionnement :

La méthode de **Kern** constitue l'une des méthodes les plus utilisées pour le dimensionnement thermique des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Fondée sur des corrélations expérimentales, elle permet d'estimer les coefficients de

transfert thermique ainsi que les pertes de charge des fluides circulant dans les tubes et la calandre. Cette approche itérative repose sur une estimation initiale du coefficient global de transfert thermique, ensuite affinée par le calcul des coefficients de convection des deux côtés de l'échangeur et par la prise en compte des facteurs d'encrassement **(fouling**), afin d'obtenir une conception réaliste et fiable. [14] [15] [16].

2.6. Équations de calcul selon la méthode de Kern[17] :

2.6.1. Expression du flux échangé :

Le flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminé en écrivant qu'il est égal aux flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée dans l'échangeur.

$$\Phi = \dot{m}_c C p_c\,(Tce - Tcs) = \dot{m}_f\, Cp_f\,(Tfs - Tfe)$$

$$\Phi = F.\,U.\,A.\,\Delta TLM \quad Et\ A_{totale} = N_t.L.\pi.D_e$$

Où :

- $\dot{m}_c Cp_c\,(Tce - Tcs)$: Flux perdu par le fluide chaud.
- $\dot{m}_f\, Cp_f\,(Tfs - Tfe)$: Flux gagné par le fluide froid.
- **F** : Facteur de correction.

[**Remarque :** Dans le cas d'un échangeur **1–1**, (F=1)].

- **U :** coefficient global **(W / m² K)**.
- **S** : la surface externe totale d'échange **(m²).**
- **ΔTLM** : moyenne logarithmique des différences température **(°C)**.

2.6.2. Coefficient d'échange convectif (h) :

1. Coté tube :

➢ **Nombre de Prandtl :**

Le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques des fluides. Il est défini par :

$$Pr_t = \frac{\mu_t \,.\, C_p}{\lambda}$$

Où:

- C_p **:** chaleur spécifique (**J/kg.k)**.

- λ **:** la conductivité thermique (**W/m.K)**.

➢ **Nombre de Reynolds :**

a. Surface d'échange :

$$A_t = N.\pi.\frac{Di^2}{4}$$

b. Vitesse d'écoulement:

$$\nu = \frac{\dot{m}}{\rho.At}$$

c. Nombre de Reynolds:

$$Re_t = \frac{\rho.\nu.Di}{\mu t}$$

où:

Re_t :Nombre de **Reynolds** du côté tubes.

ν **:** vitesse moyenne (**m/s)**.

ρ : Masse volumique (**kg/m^3)**.

μ_t : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (**kg/m. s)**.

➢ **Nombre de Nusselt :**

Le nombre de **Nusselt** est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction.

Le régime est turbulent donc:

$$Nu = 0{,}023.\ Re_t^{0.8}.\ Pr_t^{1/3}$$

A partir des corrélations thermiques et le nombre de **Reynolds** et **Prandtl** de chaque fluide on déduit le nombre de **Nusselt** de chaque fluide puis on détermine le Coefficient d'échange convectif de chaque fluide :

$$h_c = \frac{Nu.\lambda}{D_i}$$

2. Coté calandre :

➢ **Nombre de Prandtl :**

$$Pr_s = \frac{\mu . c_p}{\lambda}$$

- **Diamètre équivalent :**

$$D_{éq} = 4\,\frac{Sc}{Pm}$$

Où :

- S_c : Aire de passage.
- P_m : Périmètre mouillé.

a. Pour un pas triangulaire :

$$D_{éq} = \frac{4\left(\frac{\sqrt{3}}{4} Pt^2 - \pi De^2/8\right)}{\frac{\pi De}{2}}$$

Où :

- P_t : Pas des tubes.
- D_e : Diamètre exteriéur des tubes.

b. Pour un pas carré :

$$D_{éq} = \frac{4\left(P_t^2 - \pi De^2/4\right)}{\pi . De}$$

- **Nombre de Reynolds :**

a. Surface d'échange:

$$A_s = \frac{D_s . C . B}{P_t}$$

Où:

- D_s : diamètre intérieur de la calandre **(m).**
- **B** : espacement entre les chicanes **(m).**
- $C = P_t - D_e$: jeu libre entre deux tubes **(m).**
- D_e : diamètre extérieur des tubes **(m).**

b. Vitesse d'écoulement:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho * A_s}$$

c. Nombre de Reynolds :

$$Re_s = \frac{\rho.v.D_{eq}}{\mu}$$

- **Nombre de Nusselt :**

Le régime est turbulent donc :

$$Nu = 0{,}36.\ Re^{0.55}.\ Pr^{1/3}$$

Donc:

$$h_f = \frac{Nu.\lambda}{D_{eq}}$$

2.6.3. Coefficient globale d'échange (U):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{hf} + \frac{De}{Di}.\frac{1}{hc} + \frac{De.\ln\frac{De}{Di}}{2*k}$$

- **Résistance du matérieux:**

$$R = \frac{Déq.\ Ln\frac{De}{Di}}{2.k}$$

Où: **K**: Conductivité du matérieu.

2.6.4. Les Pertes de charge (ΔP) :

1. **Coté tube :**

$$\Delta P_t = \left(\frac{4.f.L.N_p}{Di} + 4N_p\right).\frac{\rho.V^2}{2}$$

Où:

- ***f*:** Le coefficient de frottement calcule par l'équation suivant**:** $f = 0.079*Re^{-0.25}$
- **N_p:** nombre de passe.

2. **Coté calandre :**

a. **La vitesse massique:**

$$G_s = \frac{\dot{m}}{As}$$

b. **Le coefficient de frottement:**

$$f = 0.14*Re_s^{-0.2}$$

Alors:

$$\Delta P_s = \frac{f.\ Gs^2.Ds(Nb+1)}{2.\ \rho.Deq}$$

- ΔP_s : perte de charge Côté calandre **(Pa).**
- f : facteur de frottement côté calandre.
- G_s : vitesse massique côté calandre **(kg/m²·s).**
- D_s : diamètre intérieur de la calandre **(m).**
- $D_{éq}$: diamètre équivalent **(m)**.
- N_b : nombre de chicanes.
- ρ : masse volumique du fluide **(kg/m³).**

II.3. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'étude thermique et le dimensionnement de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre à travers les méthodes de la **ΔTLM**, de **NUT** et de **Kern**. Ces méthodes permettent de déterminer les principaux paramètres thermiques et hydrauliques de l'échangeur. La méthode de **Kern** permet notamment de compléter le dimensionnement en déterminant les coefficients de transfert thermique et les pertes de charge côté tubes et côté calandre. Les relations présentées constituent ainsi la base nécessaire pour l'application au cas étudié.

Chapitre III:
Résultats et discussion.

III.1. Introduction:

Ce chapitre présente et analyse l'ensemble des résultats obtenus dans le cadre de cette étude portant sur l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Dans un premier temps, les calculs théoriques sont réalisés selon la méthode de **Kern** afin de déterminer les principaux paramètres thermiques et hydrauliques de l'échangeur.

Ensuite, une simulation numérique basée sur la dynamique des fluides numérique **(CFD)** est effectuée à l'aide du logiciel **SolidWorks Flow Simulation 2025**, dans le but d'étudier le comportement de l'écoulement ainsi que les transferts de chaleur à l'intérieur de l'échangeur sous différentes conditions de fonctionnement.

Les résultats issus de la simulation sont ensuite exploités pour réaliser des calculs numériques complémentaires, permettant de déterminer certains indicateurs de performance thermique de l'échangeur.

Enfin, une comparaison détaillée entre les résultats théoriques et les résultats numériques est présentée. Le pourcentage d'erreur est calculé afin d'évaluer le degré de concordance entre les deux approches. Les écarts observés sont ensuite analysés et discutés en tenant compte des hypothèses adoptées, des limites de chaque méthode ainsi que de l'influence de la variation du débit sur les performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur. Cette analyse permet d'apprécier la précision et la fiabilité de la modélisation numérique.

III.2. Modélisation et simulation numérique de l’échangeur de chaleur:

La modélisation et la simulation numérique de l’échangeur de chaleur ont été réalisées à l’aide de **SolidWorks Flow Simulation 2025**. Cette étude permet de représenter la géométrie de l’échangeur et d’analyser les phénomènes hydrauliques et thermiques qui s’y produisent. Elle comprend notamment la modélisation

géométrique, la définition des conditions de calcul, la génération du maillage et la réalisation de la simulation numérique**.**

2.1. Modélisation géométrique:

La modélisation géométrique consiste à représenter l'échangeur de chaleur sous forme d'un modèle tridimensionnel en respectant sa géométrie et ses dimensions réelles. Elle permet de définir les différents éléments de l'échangeur, notamment les tubes, la calandre et les autres composants nécessaires à l'étude numérique.

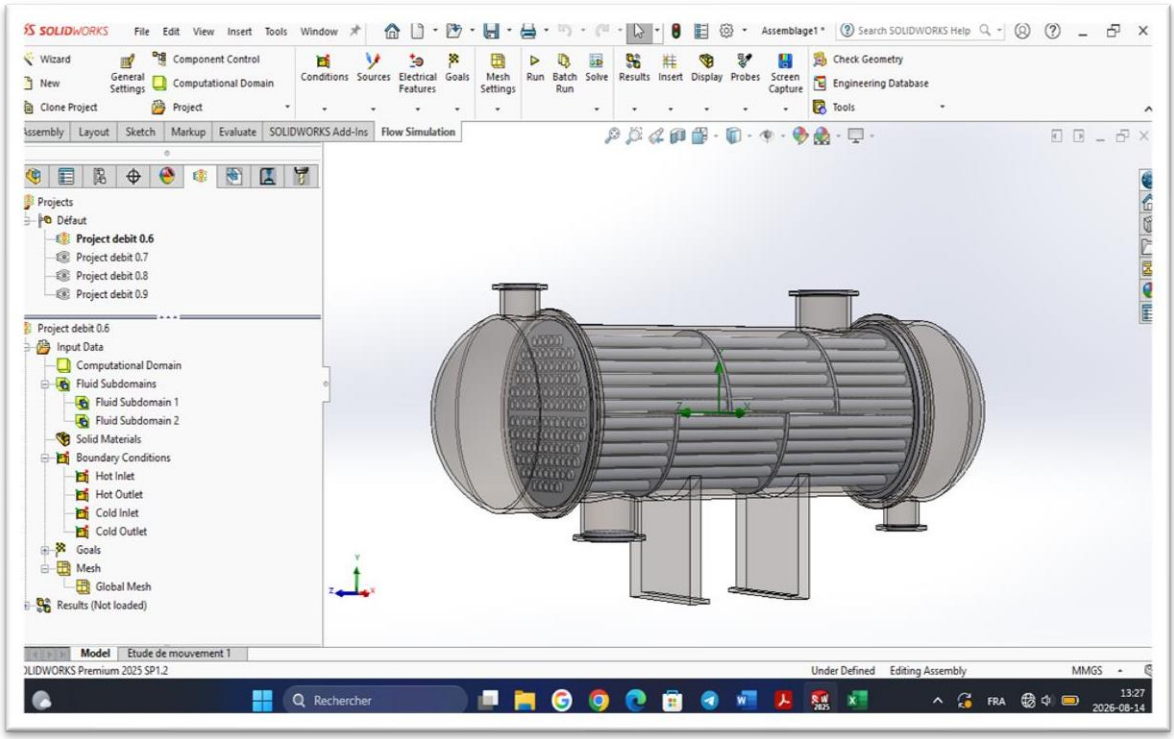


Figure III.1: Module de création de géométrie sur SolidWorks.

2.2. Formulation du problème:

Cette étude porte sur l'analyse du transfert thermique entre un fluide chaud et un fluide froid circulant en **contre-courant** dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Les spécifications et la taille de l'échangeur de chaleur sont répertoriées dans **le tableau 1**.

L'objectif est d'étudier le comportement thermique et hydraulique de l'échangeur à travers l'analyse des distributions de température, de vitesse et de pression, ainsi

que du flux thermique et des pertes de charge, afin d'optimiser son fonctionnement en maximisant le flux de chaleur échangé tout en minimisant les pertes de charge

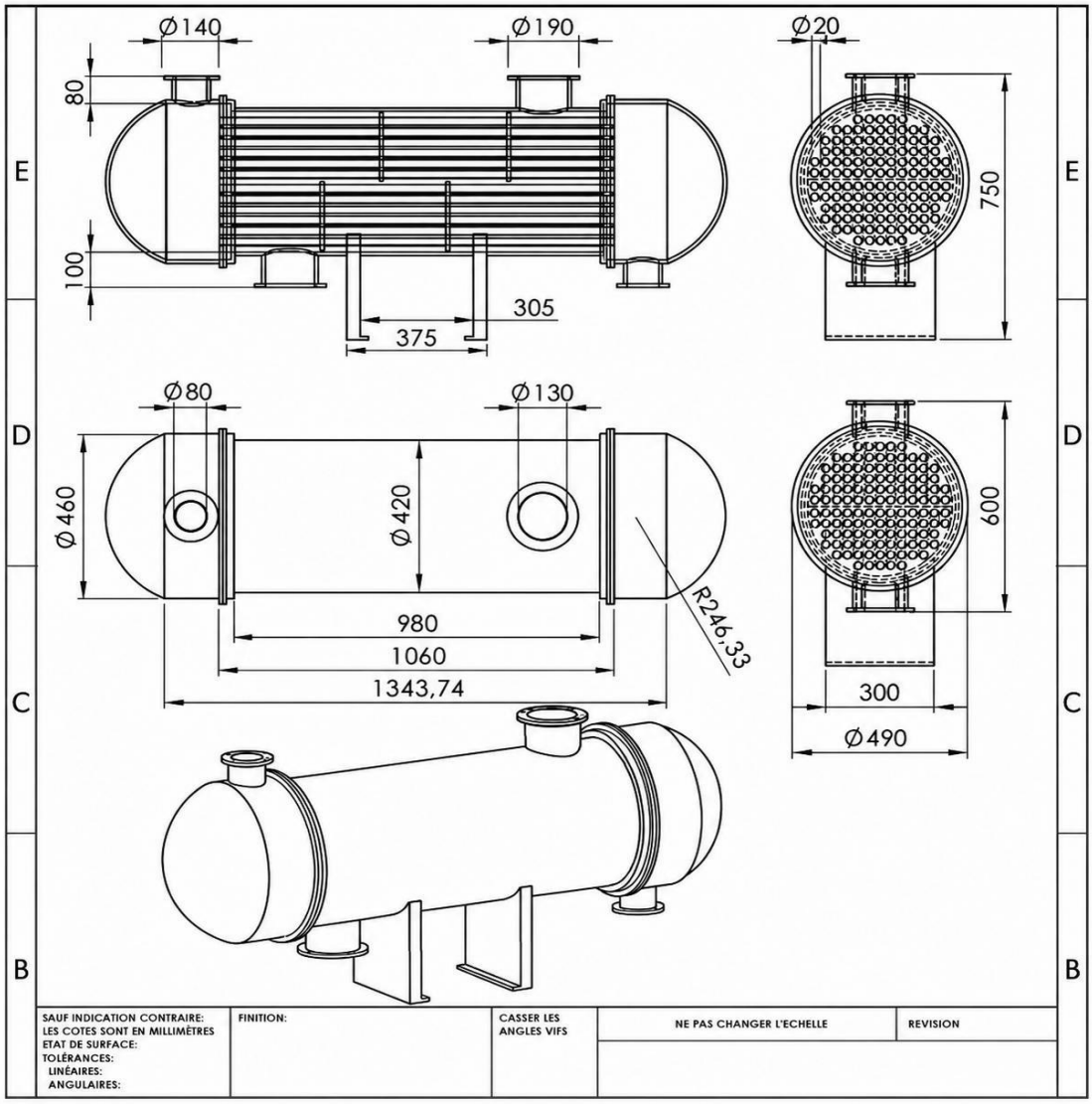


Figure III.2 : Schéma détaillé de la géométrie de la calandre de l'échangeur de chaleur.

Table II.1 : Dimensions de l'échangeur de chaleur.

Description	Valeur
Longueur de la calandre (mm)	**1060**
Diamètre de la calandre (mm)	**420**
Diamètre de la plaque tubulaire (mm)	**460**
Diamètre entrée/sortie de calandre	**130**
Diamètre entrée/sortie de tubes	**80**
Nombre de tubes	**124**

Diam (ext)	Diam (Int)	Diam (T)	Diam (e)	Lt (mm)	Lc (mm)
420	400	460	130	1060	1060

2.3. Structure de l'écoulement dans un échangeur à tubes et calandre:

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construit pour y résister.

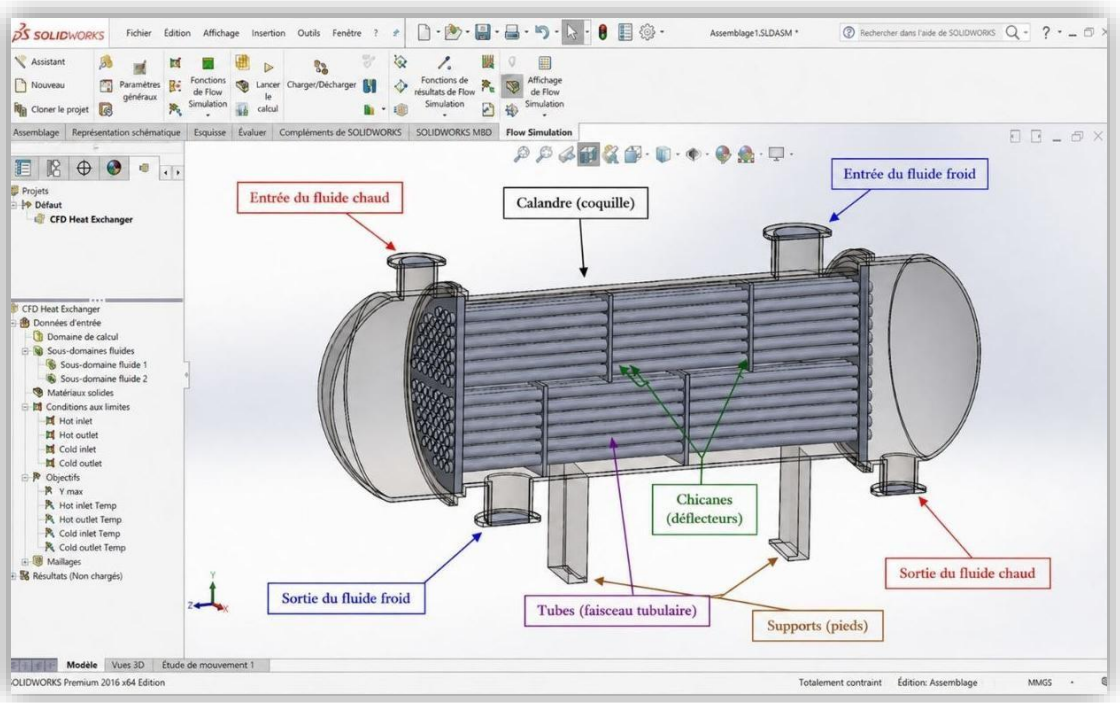


Figure III.3 : Géométrie d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre.

2.4. Domaine de calcul:

Le domaine de calcul correspond à la région dans laquelle sont étudiés l'écoulement des fluides et le transfert thermique. Dans notre étude, il s'agit d'un problème interne, comprenant les volumes occupés par les deux fluides à l'intérieur de l'échangeur.

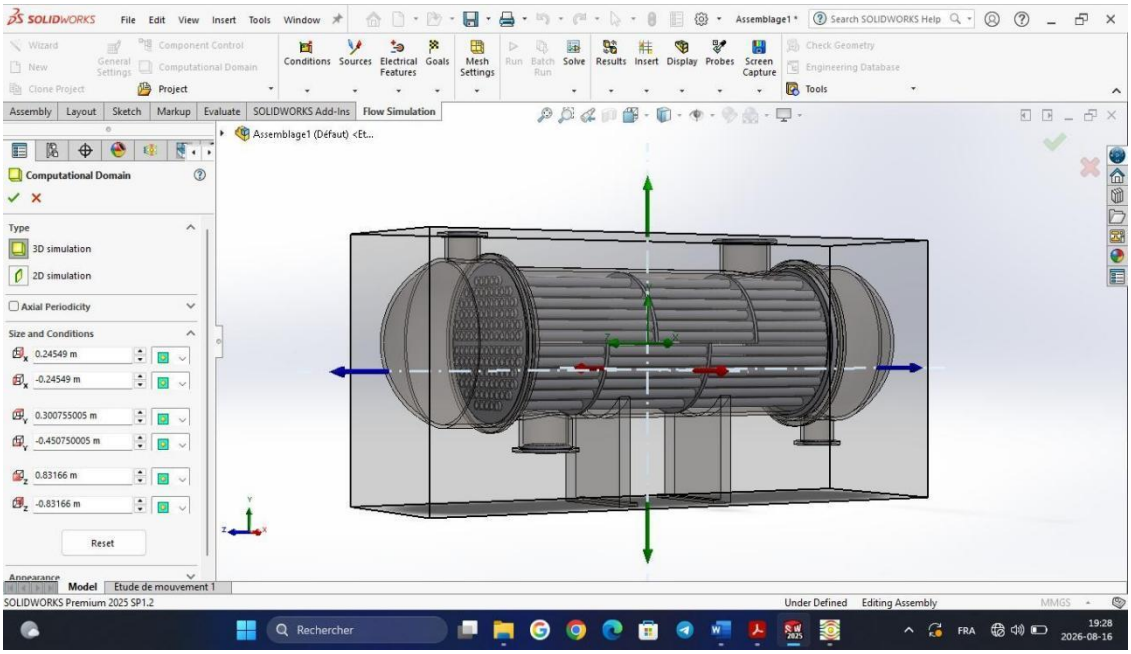


Figure III.4 : Domaine de calcul.

2.5. Conditions initiales:

Tableau III. 2: Conditions initiales du problème.

Paramètre du solide	**Matériel:** **Calandre:** Acier inoxydable satiné **Tubes:** Aluminuim Satiné **Température initiale du solide :**20 °C
Liquide	Eau
Nombre de passes (tube)	1
Nombre de passes (calandre)	1

2.6. Conditions aux limites:

Les conditions aux limites sont définies et doivent être appliquées à toutes les régions aux extrémités du domaine de calcul à savoir:

- L'entrée du fluide **(INLET).**
- Le débit massique.
- Côté tubes (**0.6; 0.7; 0.8 et 0.9**) **Kg/s.**
- Côté calandre **1,2 Kg/s.**

- La sortie du fluide **(OUTLET)** pression atm = **1 bar**.
- Paroi de la calandre adiabatique**.**

Tableau III. 3 : Conditions aux limites.

	Fluide chaud		**Fluide Froid**	
Entrée	Température (°C)	180.00	Température (°C)	20.00
	Débit massique (Kg/s)	0.6 ; 0.7 0.8 ; 0.9	Débit massique (Kg/s)	1.2
Sortie	Pression (Pa)	101325.00	Pression (Pa)	101325.00

2.7. Maillage:

Le maillage fractionne le modèle et le volume fluide en un grand nombre de parties de petites dimensions (les cellules). Les petites cellules donnent des résultats plus précis mais exigent davantage de ressources informatiques. On doit remailler le modèle après toute modification de la géométrie. Les modifications des paramètres des conditions de matière et aux limites n'exigent pas de remaillage.

Le système de maillage automatique crée le maillage conformément à la taille de jeu minimale spécifiée, à l'épaisseur de paroi minimale, au niveau de résolution des résultats.

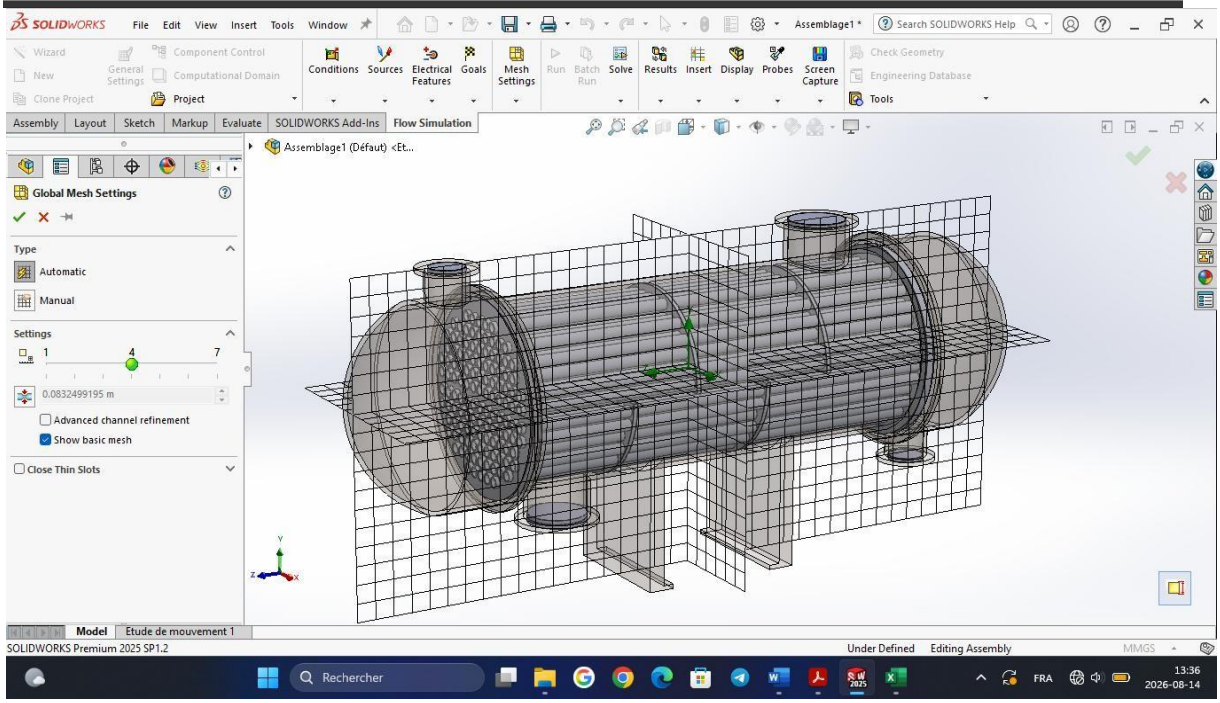


Figure III. 5: Création de maillage sur SolidWorks.

2.8. Visualisation des résultats :

SolidWorks Flow Simulation propose des outils avancés, et faciles à utiliser, pour visualiser les résultats : coupe, profil 3D et tracés de surface (contours, iso lignes, vecteurs), iso-surfaces, tracés XY, trajectoires d'écoulement et de particules, animation des résultats.

Il propose des outils avancés pour le traitement des résultats : paramètres de point, de surface et de volume, tracés des objectifs, rapport au format MS Word.

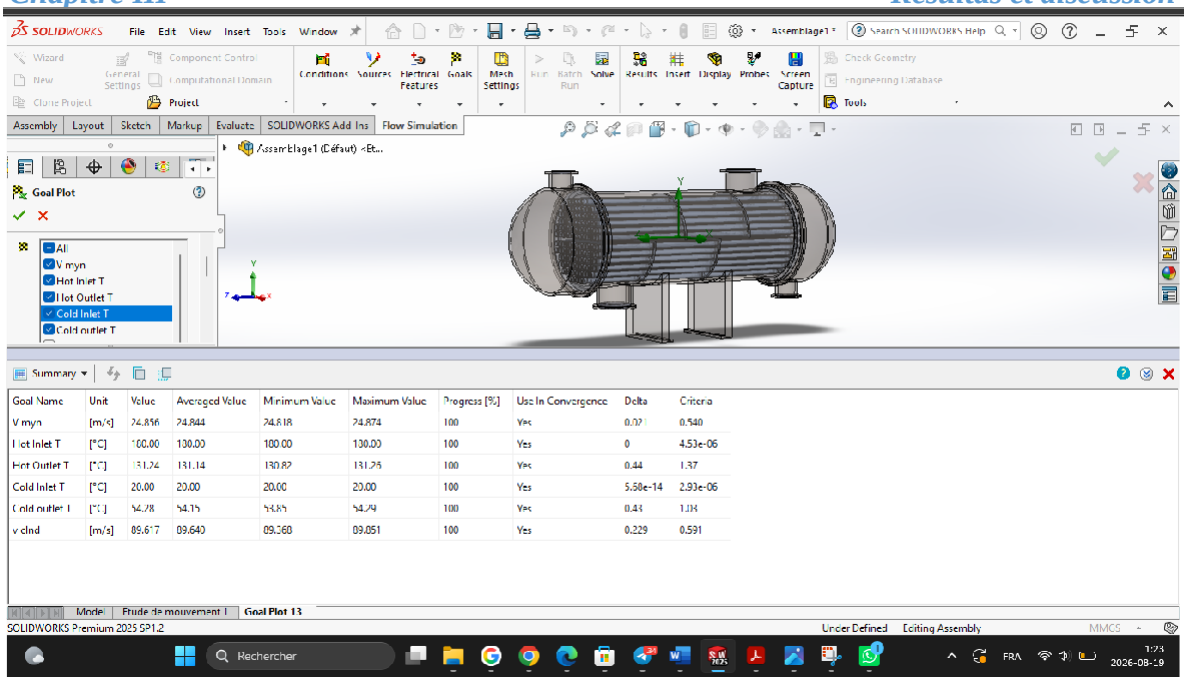


Figure III. 6: Visualisation et représentation des résultats sur SolidWorks.

III.3. Calcul théorique:

Tableau III. 4 : Propriété des fluides. [18] [19]

Propriété des fluides	Fluide chaud Coté tube	Fluide froid Coté calandre
Débit massique ṁ(kg/s)	0.6	1.2
Température d'entrée (T_{ce})(°C)	180	20
Capacité thermique massique (C_p)(J/kg·K)	2590	1006
Conductivité thermique (λ)(W/m·K)	0.033	0.0257
Viscosité dynamique (μ)(Pa·s)	1.5×10^{-5}	1.82×10^{-5}
Masse volumique (ρ)(kg/ms)	0.6	1.204

3.1. Calcul du coefficient globale d'échange:

3.1.1. Calcul du coefficient de convection:

- **Coté tube:**

a. calcul de nombre de Prandtl:

$$\mathbf{Pr} = \frac{\mu * cp}{\lambda}$$

$$Pr = \frac{1.5*10-5 *2590}{0.033}$$

$$\boxed{Pr=1.17}$$

b. Calcul du surface d'échange:

$$\mathbf{A_t = N_t * \pi * \frac{Di^2}{4}}$$

$$A_t = 124 * \pi * \frac{0.02^2}{4}$$

$$\boxed{A_t = 0.038\ \mathbf{m^2}}$$

c. Calcul de vitesse d'écoulemet:

$$\mathbf{v_t = \frac{\dot{m}}{\rho * A}}$$

$$v_t = \frac{0.6}{0.6*0.038}$$

$$\boxed{v_t = 26.31\ \mathbf{m/s}}$$

d. Calcul de nombre de Reynolds:

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho * v * Di}{\mu}$$

$$Re = \frac{0.6*26.31*0.02}{1.5 \times 10-5}$$

$$\boxed{Re = 21052.63}$$

e. Calcul de nombre de Nusselt:

Re > 4000 le régime est turbulent donc:

$$\mathbf{Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{1/3}}$$

$$Nu = 0.023*(21052.63)^{0.8}*(1.17)^{1/3}$$

$$\boxed{Nu = 69.68}$$

Donc: $$\mathbf{h_c = \frac{Nu * \lambda}{Di}}$$

$$h_c = \frac{69.68*0.033}{0.02}$$

$$h_c = 114.97 \ \mathbf{W/m^2.°C}$$

- **Coté calandre:**

a. Calcul de nombre de prandl:

$$\mathbf{Pr} = \frac{\mu * cp}{\lambda}$$

$$Pr = \frac{1006*1.82*10-5}{0.0257}$$

$$Pr = 0.71$$

b. Calcul de diametre équivalent:

$$\mathbf{D_{éq}} = \frac{4(\frac{\sqrt{3}}{4}Pt^2 - \pi De^2/8)}{\frac{\pi De}{2}}$$

$$D_{éq} = \frac{4(\frac{\sqrt{3}}{4}(0.03)^2 - \pi(0.025)^2/8)}{\frac{\pi(0.025)}{2}}$$

$$D_{éq} = 0.0147 \ \mathbf{m}$$

c. Calcul de surface d'échange:

$$\mathbf{A_s} = \frac{Ds*C*B}{Pt}$$

$$A_s = \frac{0.4*(0.03-0.025)*0.15}{0.03}$$

$$A_s = 0.0107 \ \mathbf{m^2}$$

d. Calcul de vitesse d'écoulement:

$$\mathbf{v} = \frac{\dot{m}}{\rho * A_s}$$

$$v = \frac{1.2}{1.204*0.0107}$$

$$v = 93.15 \ \mathbf{m/s}$$

e. Calcul de nombre de Reynolds:

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho * v * D_{éq}}{\mu}$$

$$Re=\frac{1.204*93.15*0.0147}{1.82*\ 10\text{-}5}$$

$$\boxed{Re=90584.79}$$

f. Calcul nombre de Nusselt:

Re >4000 le régime est tubulent donc:

$$\mathbf{Nu=0.36*Re^{0.55}*Pr^{1/3}}$$

$$Nu=0.36*(90584.79)^{0.55}*(0.71)^{1/3}$$

$$\boxed{Nu=171.04}$$

Donc:

$$\mathbf{h_f=\frac{Nu*\lambda}{Déq}}$$

$$h_f=\frac{171.04*0.0257}{0.0147}$$

$$\boxed{h_f=299.02\ \mathbf{W/m^2.°C}}$$

3.1.2. Calcul de résistance du matérieux:

$$\mathbf{R=\frac{De*\ln\frac{De}{Di}}{2*k}}$$

$$R=\frac{0.025*\ln\frac{0.025}{0.02}}{2*205}$$

$$\boxed{R=1.36*10^{-5}\ \mathbf{W/m^2.°C}}$$

Donc:

$$\mathbf{\frac{1}{U}=\frac{1}{hf}+\frac{De}{Di}*\frac{1}{hc}+\frac{De*\ln\frac{De}{Di}}{2*k}}$$

$$\frac{1}{U}=3.34*10^{-3}+0.0108+1.36*10^{-5}$$

$$\frac{1}{U}=0.0147$$

$$\boxed{U=70.63\ \mathbf{W/m^2.°C}}$$

3.2. Calcul des température de sortie:

- **Calcul de nombre d'unités de transfert (NUT):**
  - **Calcul de C_{min}, C_{max}, C_r:**

a. C_{min}:

$$C_{min}=Cp_f * \dot{m}_f$$

$$C_{min}=1006*1.2$$

$$\boxed{C_{min}=1207.2\ \textbf{J/K.s}}$$

b. C_{max}:

$$C_{max}=C_{pc} *\dot{m}_c$$

$$C_{max}=2590 * 0.6$$

$$\boxed{C_{max}=1554\ \textbf{J/K.s}}$$

c. C_r:

$$C_r=\frac{Cmin}{Cmax}$$

$$C_r=\frac{1207.2}{1554}$$

$$\boxed{C_r=0.776}$$

- **Calcul de surface:**

$$A=N_t*L*\pi*D_e$$

$$A=124*1.06*\pi*0.025$$

$$\boxed{A=10.32\ \textbf{m}^2}$$

Donc:

$$NUT=\frac{U*A}{Cmin}$$

$$NUT=\frac{70.63*10.32}{1207.7}$$

$$\boxed{NUT=0.6}$$

Remarque:

Le nombre d'unités de transfert **(NUT)** est utilisé comme une méthode complémentaire pour le calcul des températures de sortie des fluides.il ne pas partie de la méthode **Kern.**

- **Calcul d'éfficacité d'échange:**

la configuration de cet échangeur est contre courant:

Donc:

$$\varepsilon = \frac{1-\exp(-NUT(1-Cr))}{1-Cr*\exp(-NUT(1-Cr))}$$

$$\varepsilon = \frac{1-exp(-0.6(1-0.776))}{1-0.776*exp\ (-0.6(1-0.776))}$$

$$\varepsilon = 0.388$$

$$\boxed{\varepsilon = 38.8\ \%}$$

- **Calcul de Température de sortie de fluide chauds (Tcs):**

$$\varepsilon = \frac{\emptyset reel}{\emptyset max}$$

$$\varepsilon = \frac{Cmax\ *(Tce-Tcs)}{Cmin\ *(Tce-Tfe)}$$

$$\varepsilon = \frac{Cmax}{Cmin} * \frac{Tce-Tcs}{Tce-Tfe}$$

$$\rightarrow Tcs = Tce - \varepsilon * \frac{Cmin}{Cmax}(Tce-Tfe)$$

$$Tcs = 180-0.388*0.776(180-20)$$

$$\boxed{Tcs = 131.82\ ℃}$$

- **Calcul de Température de sortie de fluide froids (Tfs):**

$$\varepsilon = \frac{\emptyset reel}{\emptyset max}$$

$$\varepsilon = \frac{cmin*(Tfs-Tfe)}{cmin*(Tce-Tfe)}$$

$$\rightarrow Tfs = \varepsilon*(Tce-Tfe) + Tfe$$

$$Tfs = 0.388*(180-20) + 20$$

$$\boxed{Tfs = 82.08℃}$$

3.3. Calcul de La différence de température logarithmique moyenne:

$$\Delta TLM = \frac{\Delta Ta - \Delta Tb}{\ln(\Delta Ta/\Delta Tb)}$$

$$\rightarrow \Delta Ta = Tce - Tfs$$

$$\Delta Ta = 180-82.08$$

$$\Delta Ta=97.92\ ℃$$

$$\rightarrow \Delta Tb=Tcs-Tfe$$

$$\Delta Tb=131.82-20$$

$$\Delta Tb=111.82\ ℃$$

$$\Delta TLM=\frac{97.92-111.82}{\ln(97.92/111.82)}$$

$$\boxed{\Delta TLM=104.71\ ℃}$$

3.4. Calcul du flux thermique:

$$\boldsymbol{\emptyset=U*A*\Delta TLM}$$

$$\emptyset=70.63*10.32*104.71$$

$$\boxed{\emptyset=76323.28\ \mathbf{W}}$$

3.5. Calcul des pertes de charge:

- **Coté tube:**

$$\boldsymbol{\Delta P=\left(\frac{4*f*L}{Di}+4\right)*\frac{\rho*V^2}{2}}$$

Re>4000 donc lécoulement est turbulent:

Le coefficient de froutement calculer par l'équation suivant:

$$\boldsymbol{f=0.079*Re^{-0.25}}$$

$$f=0.079*(21052.63)^{-0.25}$$

$$\boxed{f=6.56*10^{-3}}$$

$$\Delta P=\left(\frac{4*6.56*10\text{^}(-3)*1060}{0.02}+4\right)*\frac{26.31^2*0.6}{2}$$

$$\boxed{\Delta P=1119.31\ \text{pas}}$$

- **Coté calandre:**

1. **Calcul de vitesse massique:**

$$\boldsymbol{G_s=\frac{\dot{m}}{As}}$$

$$G_s=\frac{1.2}{0.0107}$$

G_s=112.15 kg/m².s

2. **Calcul de coefficient de froutement:**

Re>4000 donc l'écoulement est turbulent:

Le coefficient calculer par l'équation suivant:

$$f=0,14*Re^{-0.2}$$

$$f=0,14*(90584.79)^{-0.2}$$

$$f=0.0142$$

Donc:

$$\Delta P=\frac{f*Gs^2*Ds(Nb+1)}{2*\rho*Deq}$$

$$\Delta P=\frac{0.0142*(112,15)^2*0.4(4+1)}{2*1.204*0.0147}$$

ΔP=10091.21pas

3. **Calcul d'éfficacité:**

$$\varepsilon=\frac{\emptyset reel}{\emptyset max}$$

$$\rightarrow \emptyset=C_{min}\,(Tce-Tfe)$$

$$\emptyset=1207.2*(180-20)$$

$$\emptyset=193152w$$

$$\varepsilon=\frac{76323.28}{193152}$$

ε =0.395

Remarque:

Les meme calculs pour les autres débit massique.

III.3.6. Calcul numérique:

3.6.1. Coefficient Global de transfert thermique:

3.6.1.1. Coefficient de convection côté tubes:

3.6.1.1.1. Nombre de Prandtl:

Pr=1.17

3.6.1.1.2. Nombre de Reynold:

Re=19832

3.6.1.1.3. Nombre de Nusselt:

Nu=66.43

Donc:

hc=109.61 **W/m².°C**

3.6.1.2. Coefficient de convection côté calandre:

3.6.1.2.1. Nombre de Prandtl:

Pr=0.71

3.6.1.2.2. Nombre de Reynold:

Re=62937.71

3.6.1.2.3. Nombre de Nusselt:

Nu=139.95

Donc:

hf=244.47 **W/m².°C**

Et:

U=64.54 **W/m².°C**

3.6.2. ΔTLM:

ΔTLM=**118.25**

3.6.3. Le flux thermique de transfert ∅:

∅ =78760.74 **W**

3.6.4. Les pertes de charge côté tubes:

ΔP=997.76 **pa**

3.6.5. Les pertes de charge côté calandre:

ΔP=10514.418 **pa**

3.6.6. L'éfficacité:

ε= 0.407

Remarque:

Les résultats calculés présentés dans cette partie sont déterminés à partir des données directement obtenues de la simulation **CFD.**

III.4. Résultat de l'analyse théorique en fonction du débit:

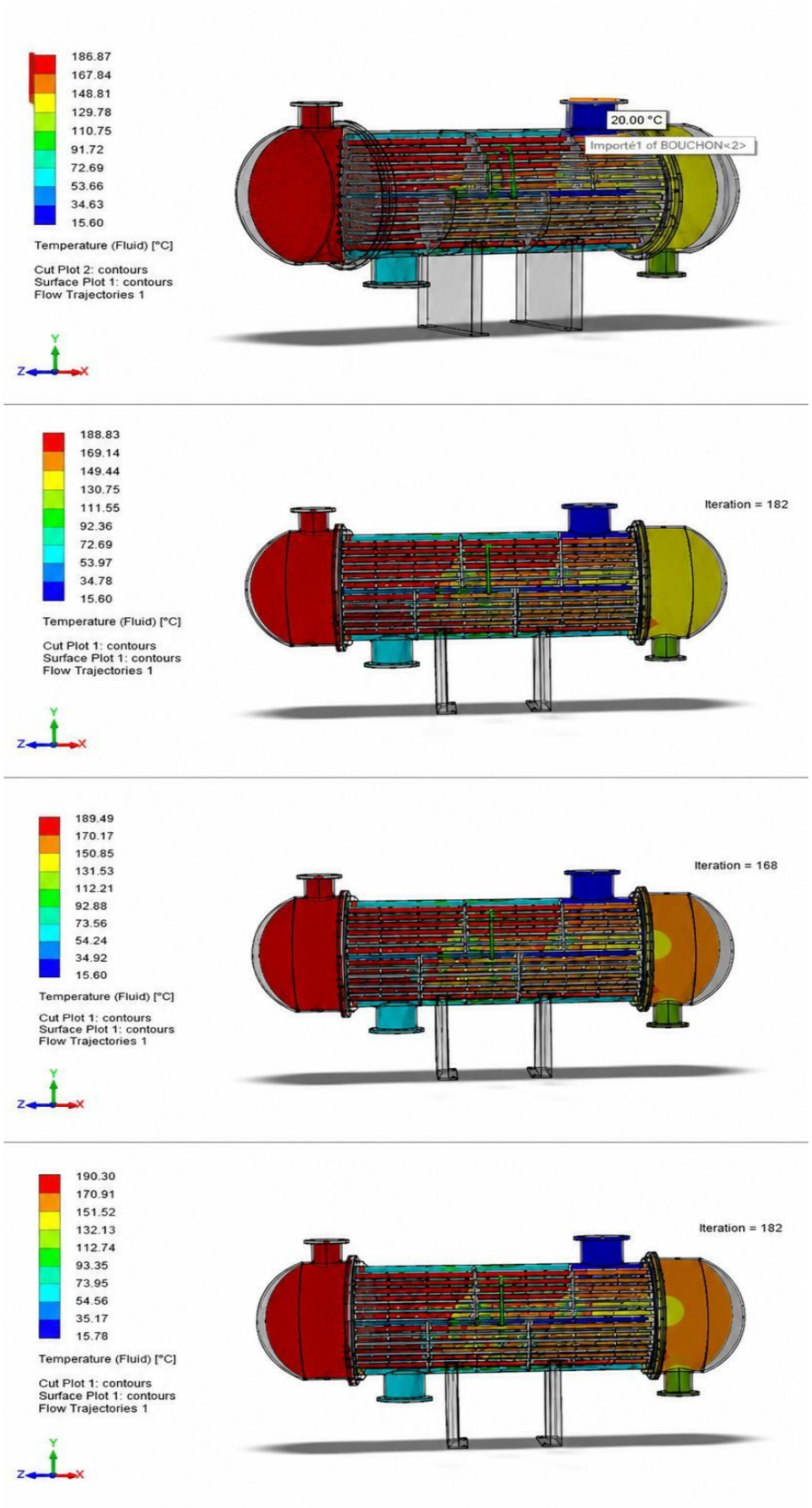


Figure III.7: Profil de température dans un échangeur thermique pour différents débit massique.

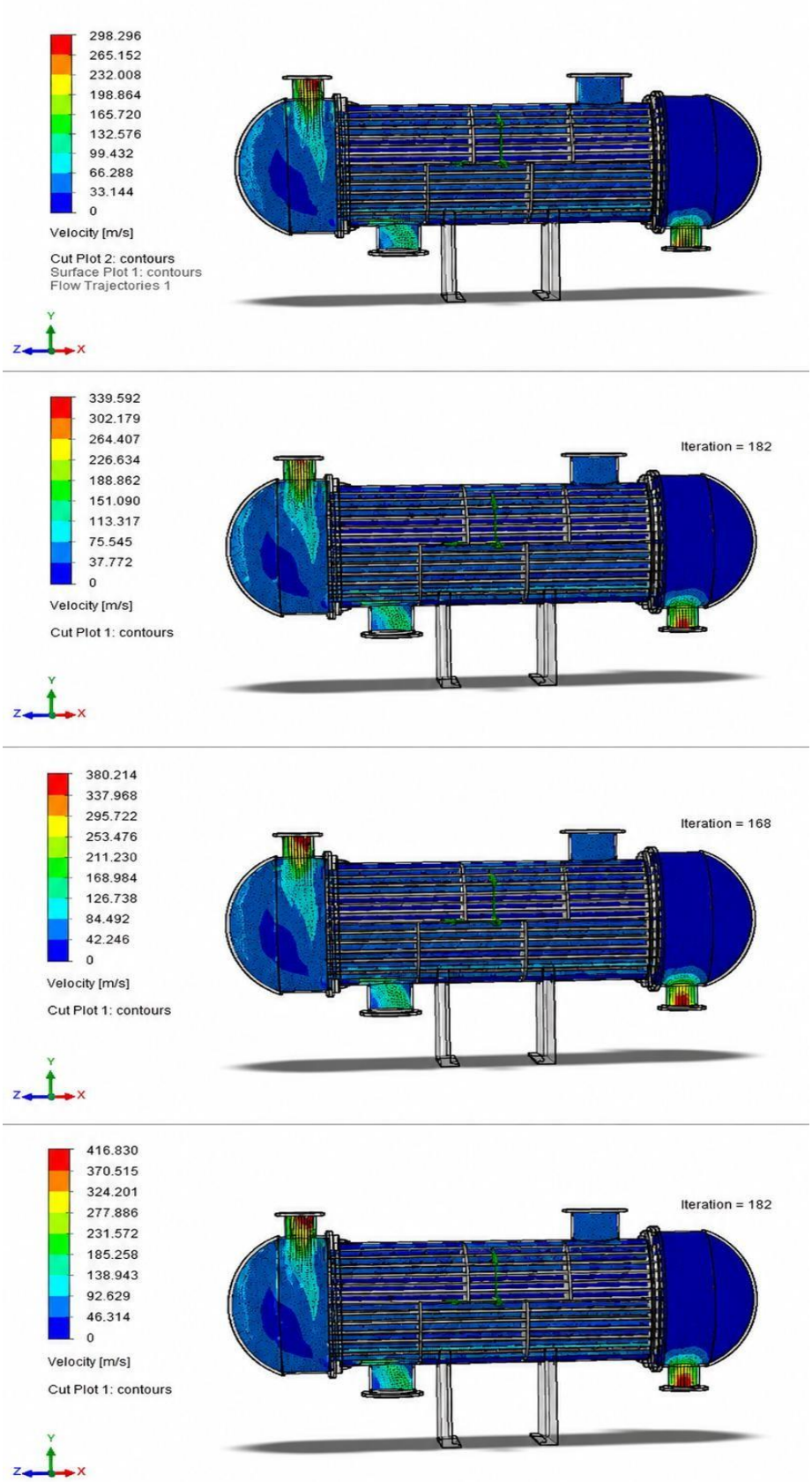


Figure III.8 : Profil de vitesse dans un échangeur thermique pour différents débit massique.

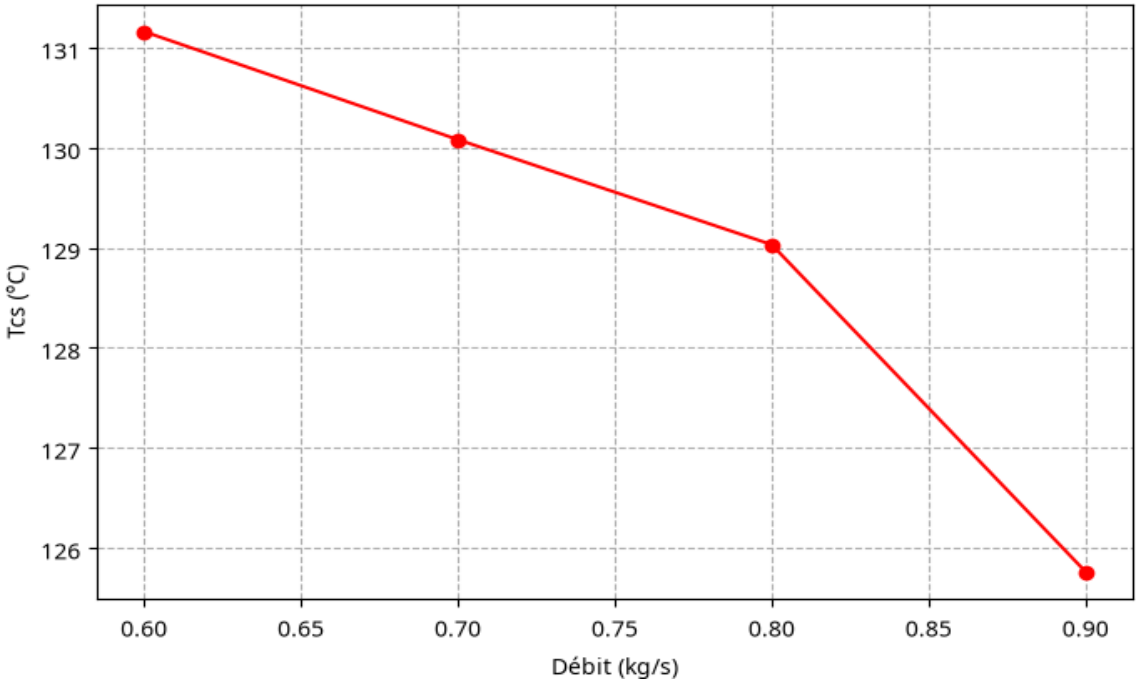


Figure III.9: Évolution de la température de sortie Tcs du fluide chaud en fonction de débit massique du fluide chaud.

La Figure III.9 présente l'évolution de la température de sortie du fluide chaud **Tcs** en fonction de son débit massique. Une diminution progressive de la température de sortie est observée, celle-ci passant de **131.16 °C** à **125.76 °C** lorsque le débit augmente de **0.6** à **0.9 kg/s**. Cette évolution peut être associée à l'influence des conditions d'écoulement sur le transfert thermique. L'augmentation du débit entraîne une modification de la vitesse d'écoulement et de la convection au sein des tubes, ce qui favorise les échanges thermiques entre le fluide chaud et la paroi. Ainsi, la température du fluide chaud à la sortie évolue sous l'effet du couplage entre les phénomènes hydrodynamiques et thermiques résolus par la simulation **CFD.**

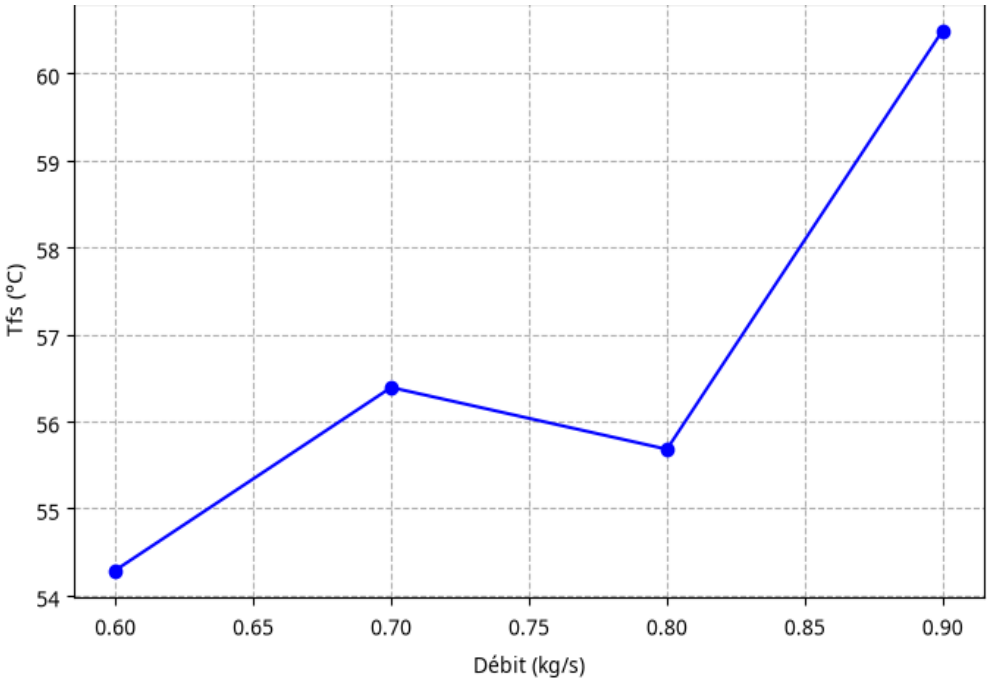


Figure III.10: Évolution de la température de sortie du fluide froid Tfs en fonction de débit massique du fluide chaud.

La Figure III.10 présente l'évolution de la température de sortie du fluide froid **Tfs** en fonction du débit massique du fluide chaud. La température de sortie présente une évolution non monotone, avec une augmentation globale de **54.29°C** à **60.49°C** sur la plage étudiée. Une légère diminution est toutefois observée pour un débit de **0.8 kg/s**. Ce comportement traduit la sensibilité du champ thermique aux conditions d'écoulement. En effet, la température du fluide froid dépend du transfert thermique local à travers les parois des tubes, lequel est influencé par les vitesses d'écoulement, les coefficients de convection et la distribution spatiale des températures. Les variations observées résultent ainsi du couplage entre les phénomènes d'écoulement et de transfert thermique dans l'échangeur.

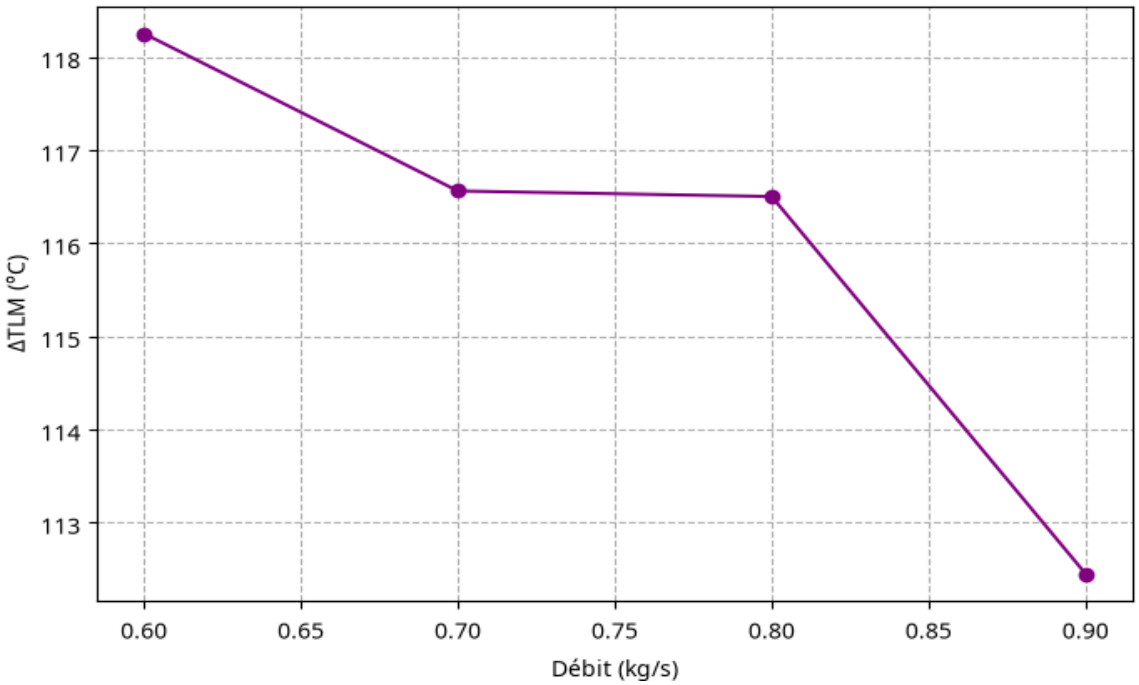


Figure III.11: Évolution de différence de température logarithmique moyenne ΔTLM en fonction de débit massique du fluide chaud.

La Figure III.11 illustre l'évolution de la différence de température logarithmique moyenne **ΔTLM** en fonction du débit massique du fluide chaud. Une diminution progressive de **ΔTLM** est observée, de **118.25 °C** à **112.45 °C** lorsque le débit augmente de **0.6** à **0.9 kg/s**. Cette évolution traduit une diminution de la force motrice thermique moyenne disponible pour le transfert de chaleur. Elle résulte de la modification des températures de sortie des deux fluides avec les conditions d'écoulement. Malgré cette diminution, la valeur de **ΔTLM** reste importante sur l'ensemble de la plage étudiée, ce qui permet de maintenir un échange thermique significatif au sein de l'échangeur.

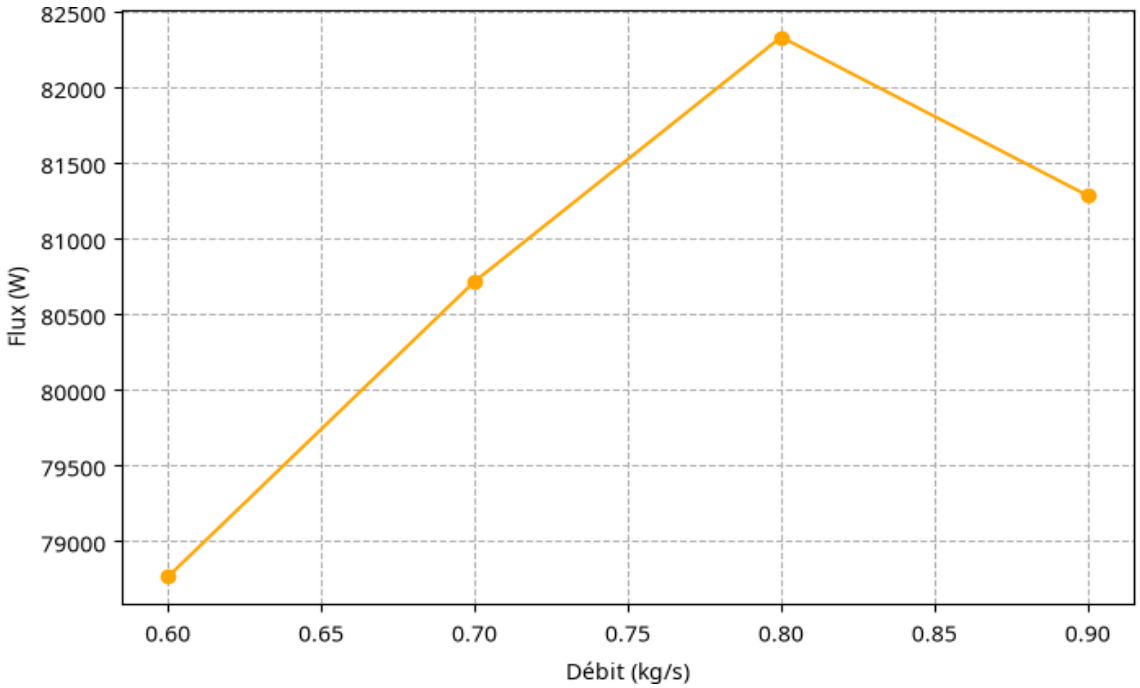


Figure III.12 : Évolution de flux thermique transféré Φ en fonction de débit massique du fluide chaud.

La Figure III.12 présente l'évolution du flux thermique transféré **Φ** en fonction du débit massique du fluide chaud. Le flux thermique augmente de **78.76 kW** à **82.33 kW** lorsque le débit passe de **0.6** à **0.8 kg/s**, puis diminue légèrement pour atteindre **81.28 kW** à **0.9 kg/s**. Cette évolution met en évidence l'effet combiné des conditions hydrodynamiques et de la force motrice thermique sur le transfert de chaleur. L'augmentation du débit intensifie les échanges convectifs en favorisant le renouvellement du fluide au voisinage des parois. Toutefois, la diminution simultanée de **ΔTLM** limite progressivement l'augmentation du flux thermique, ce qui peut expliquer la légère diminution observée au débit de **0.9 kg/s**.

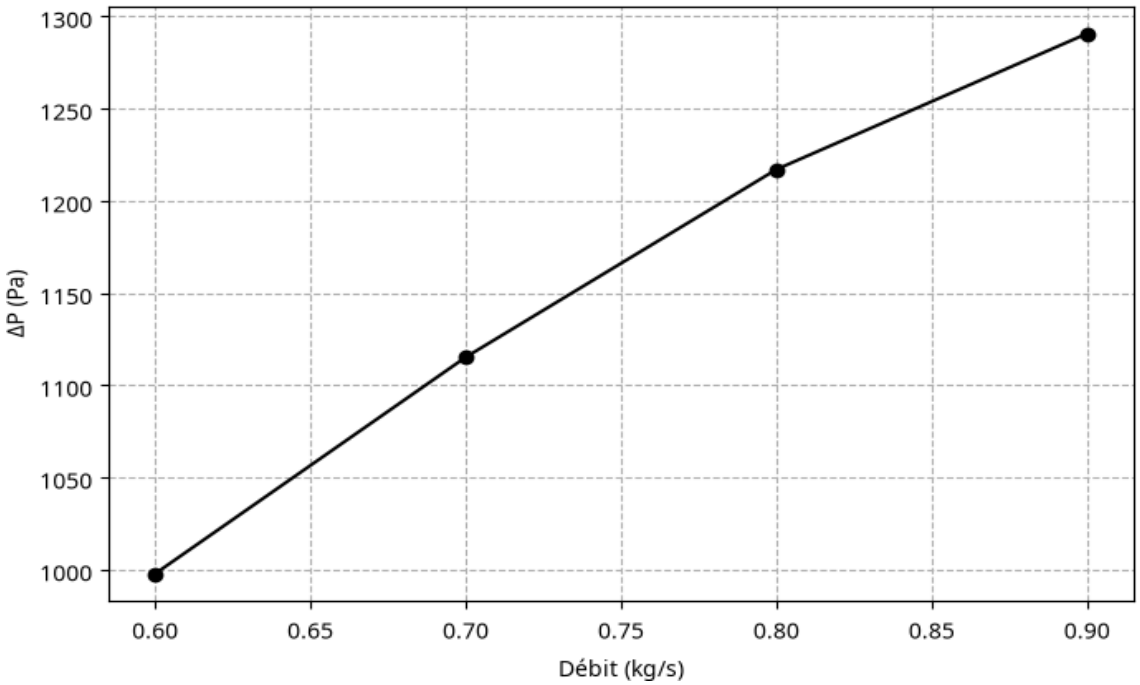


Figure III.13: Évolution des pertes charges ΔP en fonction de débit massique du fluide chaud.

La Figure III.13 présente l'évolution de la perte de charge **ΔP** en fonction du débit massique du fluide chaud. Une augmentation continuee de la perte de charge est observée, de **997.76 Pa** à **1290.68 Pa** lorsque le débit augmente de **0.6** à **0.9 kg/s**. Cette tendance est directement liée à l'augmentation de la vitesse d'écoulement dans les tubes. L'accroissement de la vitesse entraîne une augmentation des effets de frottement et des résistances hydrauliques, ce qui se traduit par une perte de pression plus importante. Le comportement obtenu est ainsi représentatif du compromis hydraulique associé à l'augmentation du débit dans l'échangeur.

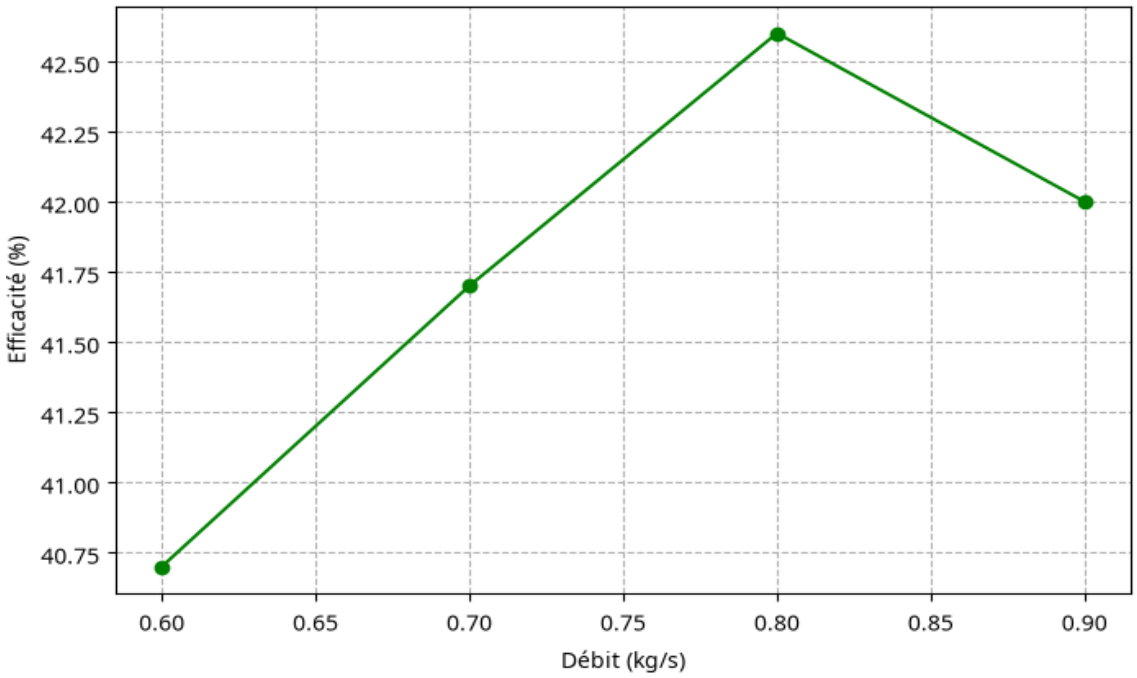


Figure III.14: Évolution de l'éfficacité thermique ε en fonction de débit massique du fluide chaud.

La Figure III.14 présente l'évolution de l'efficacité thermique ε de l'échangeur en fonction du débit massique du fluide chaud. Une augmentation de l'efficacité est observée entre **0.6** et **0.8 kg/s**, celle-ci passant de **40.7 %** à **42.6 %**, suivie d'une légère diminution à **42.0 %** pour un débit de **0.9 kg/s**. Cette évolution indique que l'augmentation du débit améliore initialement les conditions de transfert thermique grâce à l'intensification des échanges convectifs. Au-delà de **0.8 kg/s**, la légère diminution de l'efficacité peut être associée à la réduction de la force motrice thermique moyenne et à la modification du champ thermique dans l'échangeur. Le maximum observé à **0.8 kg/s** traduit ainsi une condition de fonctionnement favorable du point de vue thermique dans la plage étudiée.

III.5. Synthèse des résultats numérique:

L'analyse des résultats issus de la simulation **CFD** met en évidence une forte interaction entre les phénomènes hydrodynamiques et thermiques au sein de l'échangeur. L'augmentation du débit massique du fluide chaud entraîne une modification du champ d'écoulement et des échanges convectifs, ce qui se traduit par une évolution des températures de sortie des deux fluides. La température de sortie du fluide chaud diminue progressivement, tandis que la température du fluide

froid présente une évolution non monotone, avec une tendance globale à l'augmentation. Ces variations traduisent la réponse du champ thermique aux changements des conditions d'écoulement.

La diminution progressive de la différence de température logarithmique moyenne indique une réduction de la force motrice thermique moyenne lorsque le débit augmente. Parallèlement, le flux thermique augmente jusqu'à environ **0.8 kg/s** avant de présenter une légère diminution à **0.9 kg/s**. Cette évolution traduit l'effet combiné de l'intensification des échanges convectifs, favorisée par l'augmentation du débit, et de la diminution de la force motrice thermique. Une tendance similaire est observée pour l'efficacité thermique, qui atteint une valeur maximale d'environ **42.6 %** à **0.8 kg/s** avant de diminuer légèrement.

Du point de vue hydraulique, la perte de charge augmente continuellement avec le débit massique. Cette évolution est directement associée à l'augmentation de la vitesse d'écoulement et au renforcement des résistances hydrauliques et des effets de frottement dans les tubes. Les résultats **CFD** montrent ainsi que l'augmentation du débit ne conduit pas nécessairement à une amélioration thermique indéfinie: dans la plage étudiée, un débit d'environ **0.8 kg/s** apparaît comme une condition favorable, correspondant au maximum du flux thermique et de l'efficacité, tandis qu'une augmentation supplémentaire du débit entraîne une hausse des pertes de charge sans amélioration thermique supplémentaire significative.

III.6. Comparaison:

Tableau III.5: comparaison entre Tcs théorique et Tcs CFD en fonction de débit massique du fluide chaud et leur Erreur relatif.

Débit massique de fluide chaud (kg/s)	Tcs théorique (℃)	Tcs CFD (℃)	Erreur relatif %
0.6	131.81	131.16	0.493
0.7	135.31	130.08	3.08
0.8	138	129.03	6.5
0.9	140.7	125.76	10.6

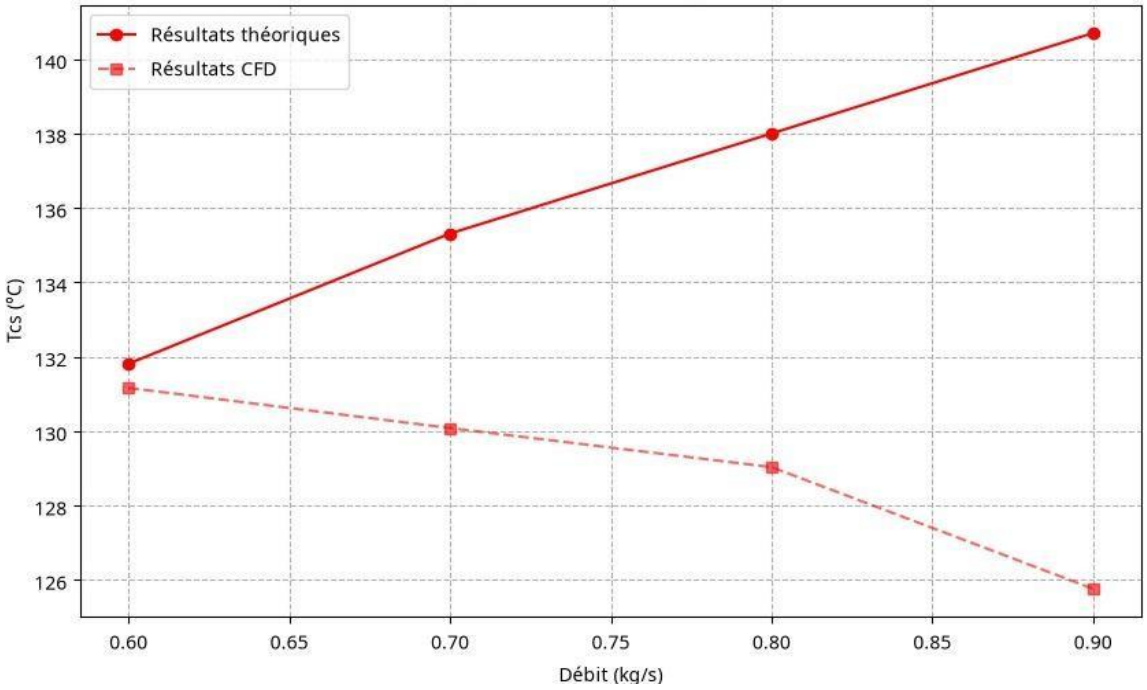


Figure III.15: comparaison graphique entre Tcs théorique et Tcs CFD en fonction de débit massique du fluide chaud.

La comparaison met en évidence une divergence progressive entre les deux approches lorsque le débit massique augmente. Cette différence peut s'expliquer par la sensibilité différente des modèles aux conditions d'écoulement et au transfert thermique. D'un point de vue physique, l'augmentation du débit agit simultanément sur la capacité thermique du fluide, à travers **C=ṁ*cp**, et sur les conditions hydrodynamiques, notamment la vitesse d'écoulement et le nombre de Reynolds, qui influencent les phénomènes convectifs. Le résultat obtenu dépend ainsi de l'équilibre entre la capacité du fluide à transporter l'énergie et l'intensité des échanges thermiques dans l'échangeur.

Le calcul théorique repose sur une représentation globale fondée sur des corrélations et des hypothèses simplificatrices, tandis que la simulation **CFD** tient compte de la distribution locale des champs de vitesse et de température. La divergence observée aux débits élevés traduit ainsi une sensibilité croissante des deux approches aux conditions thermo-hydrauliques et aux hypothèses de modélisation. Cette comparaison montre donc l'intérêt d'associer les deux méthodes

afin d'obtenir une interprétation plus complète du comportement thermique de l'échangeur.

Tableau III.6 : comparaison entre Tfs théorique et Tfs CFDen fonction de débit massique du fluide chaud et leur Erreur relatif :

Débit massique de fluide chaud (kg/s)	Tfs théorique (℃)	Tfs CFD (℃)	Erreur relatif %
0.6	82.08	54.29	33.8
0.7	87.2	56.39	35.63
0.8	92.16	55.68	39
0.9	96	60.49	36

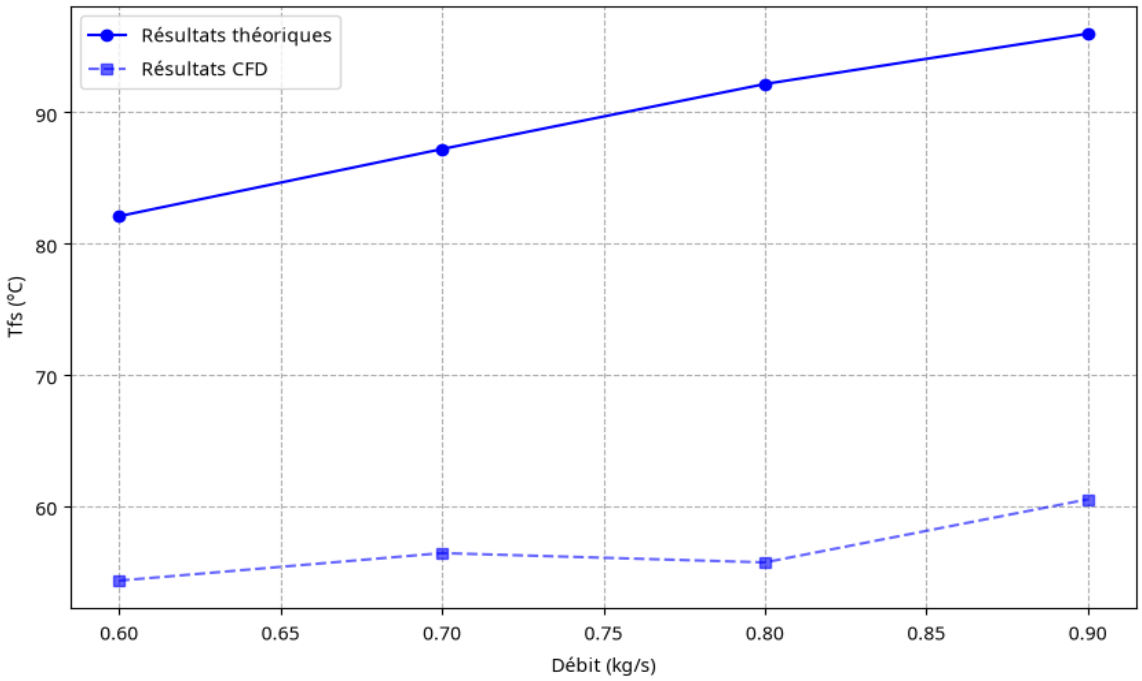


Figure III.16: comparaison graphique entre Tfs théorique et Tfs CFD en fonction de débit massique du fluide chaud.

L'écart observé entre les résultats théoriques et ceux issus de la simulation **CFD** traduit une réponse différente du système aux variations du débit massique. Cette différence peut être associée à la sensibilité différente des deux modèles aux conditions thermo-hydrauliques de l'écoulement.

D'un point de vue physique, l'augmentation du débit du fluide chaud entraîne une

modification de sa vitesse d'écoulement et de son régime hydrodynamique, caractérisé notamment par le nombre de Reynolds **Re**. Ces variations influencent les phénomènes de convection et la distribution du champ thermique au sein de l'échangeur. La température de sortie du fluide froid dépend ainsi du couplage entre l'écoulement du fluide chaud, l'écoulement du fluide froid et les échanges thermiques entre les deux fluides.

Le calcul théorique fournit une représentation globale du comportement thermique à partir des hypothèses adoptées dans le modèle, ce qui conduit à une évolution relativement régulière. La simulation **CFD** prend en compte, quant à elle, les variations locales des champs de vitesse et de température, ce qui peut conduire à une réponse différente lorsque les conditions d'écoulement évoluent avec le débit. La divergence observée traduit ainsi l'influence des conditions locales d'écoulement et des hypothèses de modélisation sur la prédiction de la température de sortie du fluide froid.

Tableau III.7: comparaison entre ΔTLM théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud et leur Erreur relatif :

Débit massique de fluide chaud (kg/s)	ΔTLM théorique	ΔTLM CFD	Erreur relatif %
0.6	104.71	118.25	12.9
0.7	103.64	116.56	12.4
0.8	102.17	116.5	14
0.9	101.2	112.45	11.1

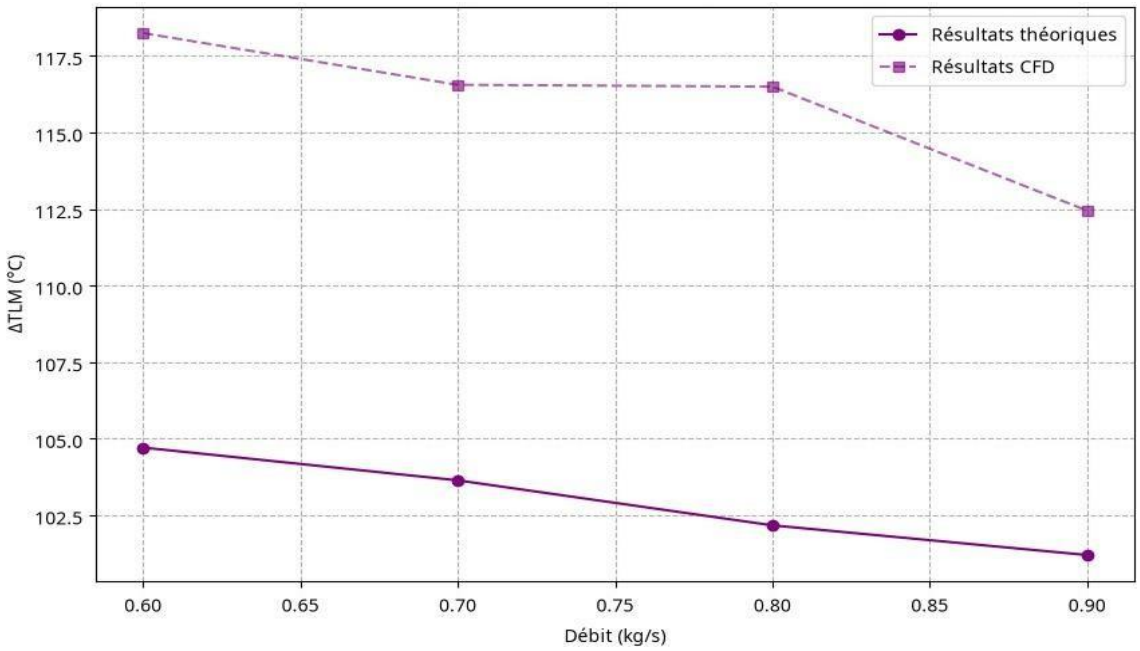


Figure III.17: comparaison graphique entre ΔTLM théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud.

L'évolution de la différence de température logarithmique moyenne **ΔTLM** met en évidence un écart significatif entre les deux approches, tout en présentant une tendance générale à la diminution lorsque le débit massique augmente. Cette évolution traduit la modification de la force motrice thermique de l'échangeur avec les conditions d'écoulement.

D'un point de vue physique, **ΔTLM** représente la force motrice moyenne responsable du transfert de chaleur entre les deux fluides. Elle dépend directement des températures d'entrée et de sortie des fluides. Ainsi, toute différence entre les températures de sortie prédites par le calcul théorique et celles obtenues par la simulation **CFD** se répercute directement sur la valeur de **ΔTLM**. L'augmentation du débit modifie également les conditions hydrodynamiques de l'écoulement, notamment la vitesse et le nombre de Reynolds, ce qui influence les échanges convectifs et, par conséquent, l'évolution des températures le long de l'échangeur.

La valeur plus élevée de **ΔTLM** obtenue à partir des résultats **CFD** indique une force motrice thermique moyenne plus importante dans les conditions simulées. À l'inverse, les valeurs théoriques plus faibles traduisent une différence moyenne de température moins importante entre les deux fluides selon les températures issues

du calcul théorique. La diminution observée avec l'augmentation du débit indique que la force motrice thermique moyenne évolue avec les conditions de fonctionnement de l'échangeur.

La divergence entre les deux approches s'explique ainsi principalement par la différence des champs thermiques et des températures de sortie obtenus par chaque modèle. Le calcul théorique repose sur une représentation globale du comportement thermique, tandis que la simulation **CFD** prend en compte la distribution locale des températures et des vitesses. Cette comparaison met donc en évidence l'influence des conditions thermo-hydrauliques sur la force motrice du transfert thermique dans l'échangeur.

Tableau III.8: comparaison entre flux thermiqueØ théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud et leur Erreur relatif.

Débit massique de fluide chaud (kg/s)	Φ théorique (w)	Φ CFD (w)	Erreur relatif %
0.6	76323.28	78760.74	3.15
0.7	82501.84	80711.98	2.1
0.8	87324.94	82327.64	5.7
0.9	92426.19	81280.29	12.05

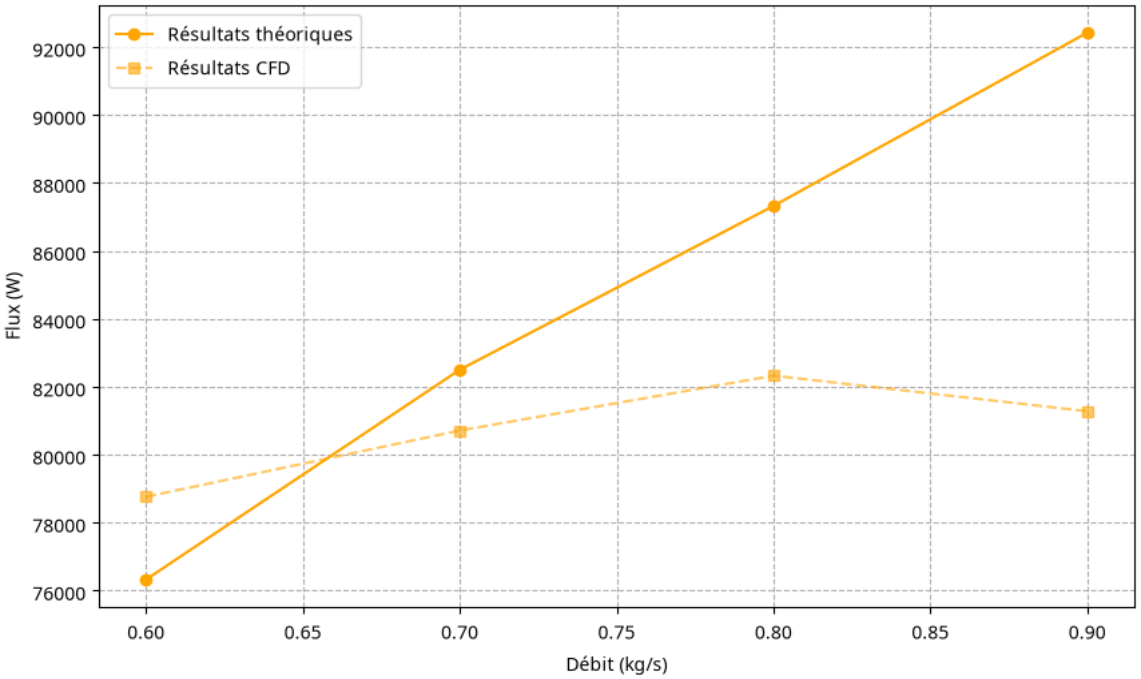


Figure III.18: comparaison graphique entre flux thermique ∅ théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud.

La différence observée entre les deux approches s'accentue lorsque le débit massique augmente. Elle peut être attribuée à la sensibilité différente des modèles aux conditions thermo-hydrauliques de fonctionnement.

D'un point de vue physique, l'augmentation du débit modifie les conditions d'écoulement, notamment la vitesse et le nombre de Reynolds, ce qui influence les phénomènes convectifs et le transfert de chaleur. Elle entraîne également une modification des températures de sortie et, par conséquent, de la force motrice thermique représentée par **ΔTLM**. Le flux thermique dépend ainsi de l'interaction entre les conditions d'écoulement, le transfert convectif et les différences de température entre les deux fluides.

Le calcul théorique repose sur une représentation globale du transfert thermique, tandis que les résultats issus de la **CFD** reflètent les conditions thermo-hydrauliques obtenues dans le modèle numérique. La divergence entre les deux évolutions traduit ainsi l'influence des conditions locales d'écoulement et des hypothèses de modélisation sur la prédiction du transfert thermique, particulièrement lorsque le débit augmente.

Tableau III.9: comparaison entre les pertes charges ΔP théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud Et leur Erreur relatifs.

Débit massique de fluide chaud (kg/s)	ΔP théorique (pa)	ΔP CFD (pa)	Erreur relatif %
0.6	1119.31	997.76	10.8
0.7	1509.22	1115.2	26
0.8	1951.51	1217	37
0.9	2456.01	1290.68	47.4

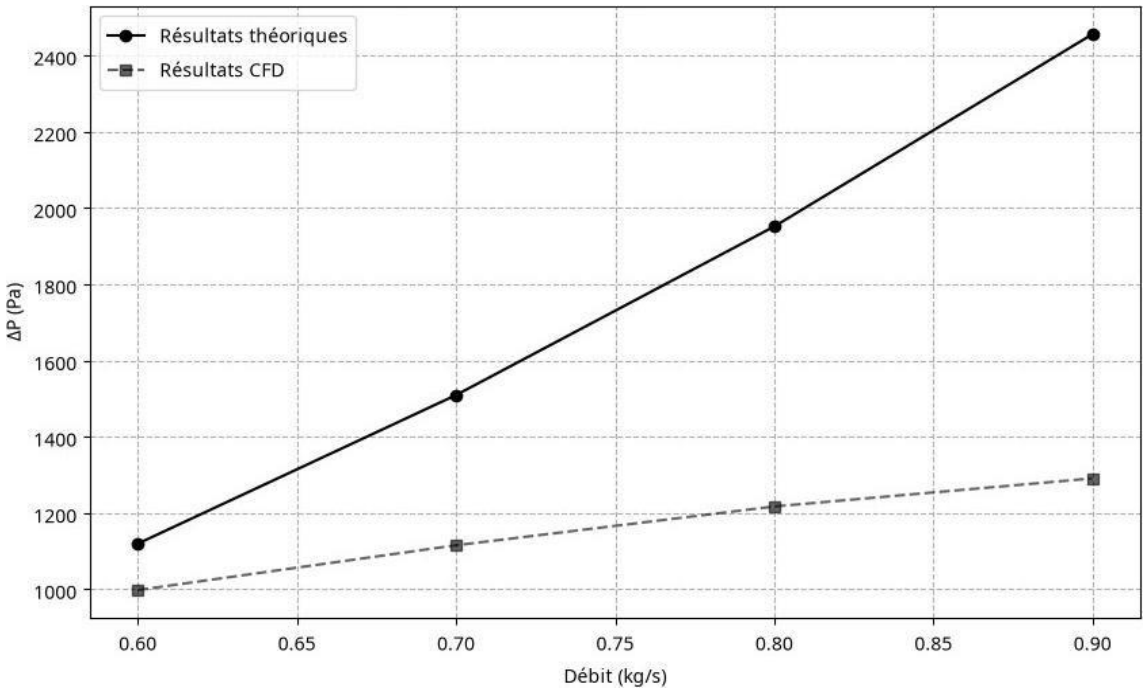


Figure III.19: comparaison graphique entre les pertes de charge ΔP théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud.

L'écart entre les pertes de charge obtenues par les deux approches s'accentue avec l'augmentation du débit massique. Cette divergence peut s'expliquer par la sensibilité des pertes de charge aux conditions hydrodynamiques de l'écoulement et par les différences entre la représentation théorique et la simulation numérique.

D'un point de vue physique, l'augmentation du débit massique entraîne une augmentation de la vitesse d'écoulement. Or, les pertes de charge sont fortement dépendantes de la vitesse, notamment à travers le terme dynamique $\rho\frac{*V^2}{2}$.

L'augmentation du débit conduit ainsi à une augmentation des pertes d'énergie par frottement et par les effets locaux associés à l'écoulement.

Le calcul théorique repose sur des corrélations et des hypothèses simplificatrices permettant d'estimer les pertes de charge à partir de paramètres globaux de l'écoulement. La simulation **CFD** prend en compte, quant à elle, la distribution spatiale des vitesses et les variations locales du champ d'écoulement. Les différences observées entre les deux approches peuvent ainsi être liées à la représentation du profil de vitesse, aux effets locaux et à la distribution réelle de l'écoulement dans la géométrie étudiée.

La divergence plus importante aux débits élevés traduit donc une sensibilité croissante des pertes de charge aux conditions hydrodynamiques. La comparaison met ainsi en évidence l'influence de la vitesse d'écoulement et des hypothèses de modélisation sur la prédiction des pertes de charge dans l'échangeur.

Tableau III.10: comparaison entre l'Éfficacité thermique théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud et leur Erreur relatif.

Débit massique de fluide chaud (kg/s)	**Éfficacité thermique ε Théorique (%)**	**Éfficacité thermique ε CFD (%)**	**Erreur relatif %**
0.6	39.5	40.7	3.03
0.7	42.7	41.7	2.3
0.8	45.1	42.6	5.5
0.9	47.8	42	12.13

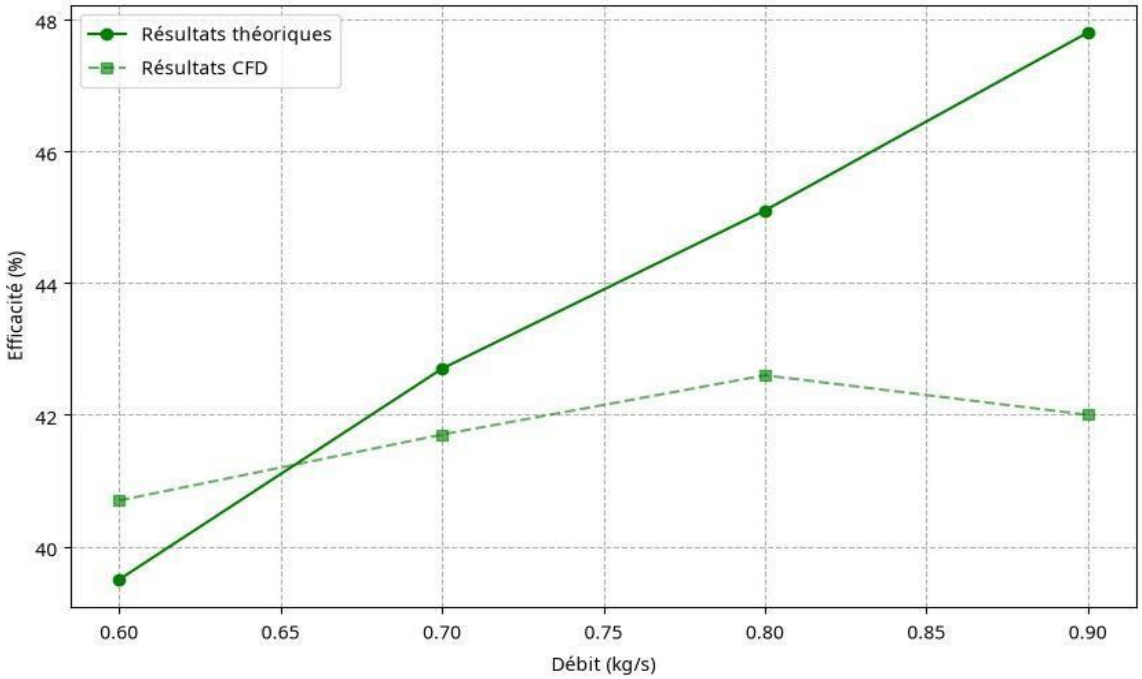


Figure III.20: comparaison graphique entre l'Efficacité thermique théorique et CFD en fonction de débit massique du fluide chaud.

L'écart observé entre les deux approches résulte de la différence des performances thermiques prédites par les deux modèles. L'efficacité thermique étant définie par le rapport entre le flux thermique réellement transféré et le flux thermique maximal théoriquement échangeable, toute variation de ces grandeurs se répercute directement sur la valeur de l'efficacité.

D'un point de vue physique, l'efficacité dépend à la fois de la quantité de chaleur effectivement transférée et de la capacité de l'échangeur à exploiter le potentiel thermique disponible entre les deux fluides. L'augmentation du débit modifie les conditions d'écoulement, notamment la vitesse et le nombre de Reynolds, et influence ainsi les phénomènes convectifs et le transfert thermique. La réponse de l'efficacité dépend donc du couplage entre les conditions hydrodynamiques et thermiques de fonctionnement.

Les différences observées entre les deux évolutions s'expliquent ainsi par la sensibilité différente des résultats théoriques et CFD aux conditions thermo-hydrauliques et aux hypothèses de modélisation. L'utilisation de la même définition de l'efficacité dans les deux approches permet par conséquent de comparer

directement leurs performances thermiques et de mettre en évidence l'influence du débit sur le comportement de l'échangeur.

III.7. Synthèse générale:

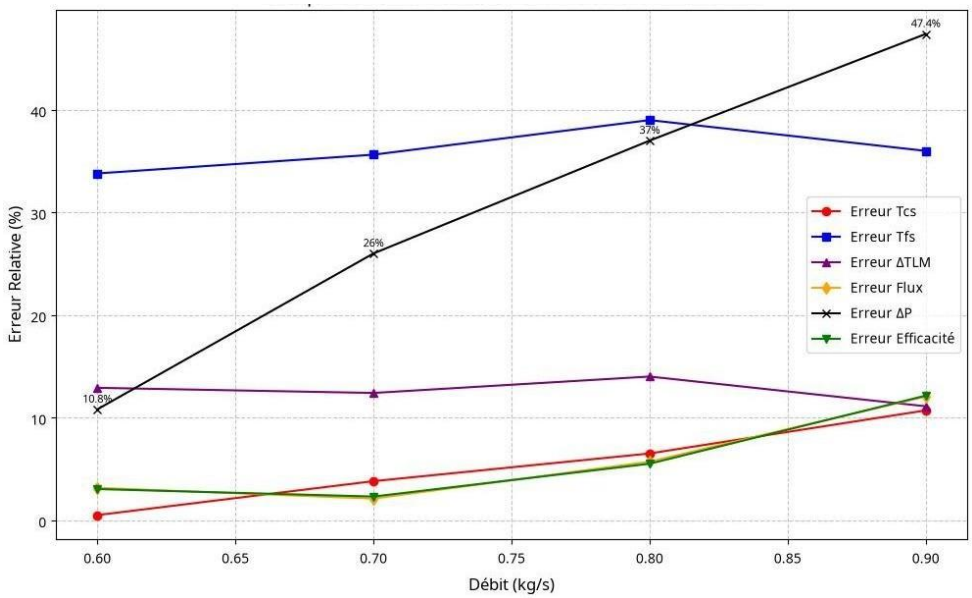


Figure III.21: représente les erreurs relatives en fonction de débit massique du fluide chaud.

La figure présente une synthèse des erreurs relatives obtenues entre les résultats théoriques et ceux issus de la simulation **CFD** pour les différents paramètres étudiés. Elle met en évidence une influence variable de l'augmentation du débit massique sur l'écart entre les deux approches. De manière générale, les erreurs associées aux grandeurs thermiques restent modérées par rapport à celle observée pour les pertes de charge, ce qui traduit une sensibilité différente des paramètres étudiés aux conditions de fonctionnement.

Les erreurs relatives de **Tcs**, du flux thermique et de l'efficacité présentent des variations relativement faibles aux débits intermédiaires, puis augmentent à **0.9 kg/s**. Cette évolution indique que l'écart entre les deux approches devient plus sensible lorsque les conditions d'écoulement sont davantage modifiées. L'erreur sur **Tfs** demeure, quant à elle, relativement élevée sur l'ensemble de la plage étudiée, avec une augmentation jusqu'à **0.8 kg/s**, suivie d'une légère diminution au débit de **0.9 kg/s**. L'erreur associée à **ΔTLM** reste plus stable, avec des variations limitées autour de valeurs intermédiaires.

La différence la plus importante concerne les pertes de charge **ΔP**, dont l'erreur

relative augmente continûment avec le débit, passant d'environ **11%** à **0.6 kg/s** à près de **47%** à **0.9 kg/s**. Cette forte augmentation peut être reliée à la sensibilité des pertes de charge aux conditions hydrodynamiques. En effet, l'augmentation du débit entraîne une augmentation de la vitesse d'écoulement et modifie le nombre de Reynolds; les effets de frottement et les phénomènes locaux deviennent alors plus importants. La représentation globale utilisée dans le calcul théorique peut ainsi s'écarter davantage de la distribution locale de l'écoulement prise en compte par la **CFD**.

Dans l'ensemble, l'évolution des erreurs montre que l'accord entre les deux approches est plus satisfaisant pour les paramètres thermiques et qu'il se dégrade davantage pour les grandeurs fortement dépendantes de l'hydrodynamique, particulièrement aux débits élevés. Cette tendance souligne que l'augmentation du débit amplifie l'influence des phénomènes locaux d'écoulement et des hypothèses de modélisation. La comparaison globale confirme ainsi la complémentarité des deux approches: le calcul théorique permet une estimation globale du comportement de l'échangeur, tandis que la **CFD** permet de mieux représenter les variations locales des champs thermo-hydrauliques.

III.8. Conclusion:

Ce chapitre a permis de présenter, d'analyser et de comparer les résultats obtenus par le calcul théorique et par la simulation numérique **CFD** de l'échangeur de chaleur étudié. Les résultats théoriques ont permis d'évaluer le comportement thermique et hydrodynamique de l'échangeur à travers les principales grandeurs étudiées, notamment les températures de sortie, la différence de température logarithmique moyenne, le flux thermique, les pertes de charge et l'efficacité.

La simulation **CFD** a, quant à elle, permis d'étudier le comportement de l'écoulement et du transfert thermique dans la géométrie considérée, ainsi que d'extraire les grandeurs nécessaires à l'analyse des performances de l'échangeur. L'étude de l'évolution des différents paramètres en fonction du débit massique a

mis en évidence l'influence des conditions d'écoulement sur le comportement thermo-hydraulique du système.

La comparaison entre les deux approches a montré un accord global satisfaisant pour plusieurs paramètres thermiques, tandis que des écarts plus importants apparaissent pour certaines grandeurs, notamment les pertes de charge, dont la sensibilité aux conditions hydrodynamiques devient plus importante lorsque le débit augmente. L'analyse des erreurs relatives a ainsi permis d'identifier les paramètres les plus sensibles aux différences entre la représentation théorique globale et la description locale fournie par la **CFD**.

En définitive, les résultats obtenus montrent l'intérêt de l'utilisation conjointe du calcul théorique et de la simulation **CFD** pour l'étude des échangeurs de chaleur. Le calcul théorique fournit une estimation globale et permet d'appréhender les tendances générales du fonctionnement de l'échangeur, tandis que la **CFD** apporte une description plus détaillée des phénomènes thermo-hydrauliques locaux. La comparaison des deux approches constitue ainsi un moyen pertinent pour évaluer les performances de l'échangeur et mieux comprendre l'influence du débit sur son comportement thermique et hydrodynamique.

CONCLUSION GÉNÉRALE :

L'échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide. Dans le cadre de ce travail, nous avons étudié les performances thermiques et hydrauliques d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Nous avons d'abord présenté les généralités sur les échangeurs de chaleur ainsi que les différents phénomènes liés au transfert thermique, puis nous avons réalisé l'étude théorique de l'échangeur à travers les différentes méthodes de calcul, notamment la méthode de Kern. Nous avons ensuite réalisé une modélisation et une simulation numérique à l'aide de **SolidWorks 2025**, afin d'analyser le comportement de l'écoulement et du transfert thermique. Les résultats obtenus sous forme de contours de température, de vitesse et de pression, ainsi que de lignes de courant et de graphes, nous ont permis d'interpréter les différentes variations du fluide et les performances de l'échangeur pour différents débits massiques. Enfin, la comparaison entre les résultats théoriques et numériques a permis d'évaluer la concordance entre les deux approches. Cette étude montre que l'augmentation du débit favorise le transfert thermique mais entraîne également une augmentation des pertes de charge

Références bibliographiques :

[1] Primo, J. (2012). Shell and Tube Heat Exchangers: Basic Calculations. PDH Online Course M371.Disponible sur https://www.pdhonline.com/courses/m371/m371content.pdf

[2] Islam Emu, S., Mahmud Fuad, N., Ranjan Dey, S., & Ahmed Shourov, S. (2020). Design Of Shell and Tube Heat Exchanger. Technical Report, Bangladesh University of Engineering and Technology. DOI: 10.5281/zenodo.7007365.

[3] TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9th Edition.

[4] Ambekar, A. S., Sivakumar, R., & Vivekanandan, M. (2016). Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger using Theoretical Methods, HTRI, ASPEN and SOLIDWORKS simulation softwares. International Journal of Engineering Research and Application, 6(3), Part 5, 99–107.

[5] Di Bono, G., Corcione, M., & Quintino, A. (2025). Systematic comparative analysis of Kern and Bell-Delaware methods for the design of shell-and-tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 278, 127327.

[6] https://www.univ-usto.dz/images/coursenligne/ctcd_yk.pdf.

[7] Kumar, R., & Badholiya, S. K. (2024). Analysis of Shell and Tube Heat Exchangers Using Kern's Method and CFD Simulation. *International Research Journal of Modernization in Engineering Technology and Science*, 6(6).

[8] Fernandes, E. J., & Krishanmurthy, S. H. (2022). Design and analysis of shell and tube heat exchanger. *International Journal of Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 13, 15.

[9] BONTEMPS. A, GUARRIGUE.A, GOUBIER.C, HUETZ.J, MARVILLET.C, MERCIER.P, VIDIL.R. Echangeurs de chaleur, *Techniques de l'ingénieur*, traité Génie énergétique, Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.

[10] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, and R. Vidil, "Échangeurs de chaleur – Dimensionnement thermique," *Techniques de l'Ingénieur*, B 2342, 1994 [https://doi.org/10.51257/a-v1-b2342]

[11] Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley & Sons. DOI : https://doi.org/10.1002/9780470172605]

[12] M. S. Al-Dulaimi, M. T. Al-Khafaji, and A. A. Abbas, "A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 148, 2023. Available : https://link.springer.com/article/10.1007/s10973-023-12265-3

[13] Y. Zhang, X. Li, and Y. Wang, "Using the Log Mean Temperature Difference (LMTD) and ε–NTU Methods to Analyze Heat and Mass Transfer," *ACS Omega*, 2023.Available: https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC10305716/

[14] : **Chapitre 5 – Échangeurs de chaleur, ISET Kélibia (Tunisie) :**
PDF :Chapitre 5 – Échangeurs de chaleur (PDF)

[15] : D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*. New York, NY, USA : McGraw-Hill, 1950. https://openlibrary.org/books/OL26395110M/Process_heat_transfer

[16] : S. Kharaji, *Heat Exchanger Design and Optimization*, IntechOpen, 2021 : https://doi.org/10.5772/intechopen.100450

[17] : Les lois de calculs : https://studylib.net/doc/25619617/lecture-7b

[18] ThermExcel. Propriétés thermophysiques de l'eau. https://www.thermexcel.com

[19] ThermExcel. Propriétés thermophysiques de l'air. https://www.thermexcel.com