REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

Faculté de Technologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Génie climatique

Comportement Conjugué Des Echangeurs A Plaques De Chaleur En Présence Des Déflecteurs Flexible

---

Présenté par :

Skender amina

proposé et Dirigé par :

Pr. Zirari Mounir

promotion Juin 2023

Remerciement

Nous remercions vivement à notre encadreur

Pr. ZIRARI Mounire d'avoir accepté de diriger ce travail.

Et merci aux membres de jury qui ont accepté le verdict sur cette œuvre

Nous remercions également tous les enseignants du département GENIE MECANIQUE.

Dédicace

Du plus profond de mon cœur je dédie ce modeste travail à :

Ma chère maman,

Forte et belle, pour mon amie la plus proche, pour la seule raison pour laquelle je tiens debout, merci pour ta patience et

L'encouragement.

Mon cher père,

Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer la profondeur des sentiments d'affection et d'amour que je lui porte, il est la personne la plus digne de mon estime et mon respect.

Résumé

ملخص:

بلا شك، تحتل مبادلة الحرارة مكانة أساسية وضرورية في جميع الأنظمة الحرارية، سواء كانت للاستخدام الصناعي (الكيمياء، البتروكيمياء، الصلب، الصناعات الغذائية، إنتاج الطاقة)، أو لصناعة السيارات، الطيران، البناء المسكني أو التجاري، وما إلى ذلك. بشكل عام، يتفق الجميع على أن أكثر من 90٪ من الطاقة الحرارية المستخدمة في العمليات الصناعية تمر عبر مبادل حرارة على الأقل مرة واحدة؛ ولا يمكن ضمان الربحية إلا من خلال الاعتماد على حلول تقنية مثلى توفر أقصى كفاءة ممكنة من خلال إدارة ديناميكية للأنظمة. يؤدي استخدام الموجهات إلى زيادة كبيرة في السرعة، ولكن العيب الوحيد الذي ينتج عن ذلك هو زيادة معامل الاحتكاك؛ وبالتالي، نقترح دراسة تأثير الحواجز المرنة عدديًا تعتمد على تفاعل السوائل والهياكل (FSI),على توازن كفاءة الطاقة / الاحتكاك لمبادل وجدنا أن استخدام الحواجز ولهذا الغرض، نقترح طريقة المرنة يسمح بتوزيع أفضل للحرارة وزيادة في سطح التبادل الحراري. ينتج عن CFD هذا نقل أفضل للحرارة بين السوائل، مما يحسن الكفاءة الكلية للتبادل الحراري، ويقلل من انخفاض الضغط، والذي يمكن أن يكون مفيدًا بشكل خاص في التطبيقات التي تتطلب كفاءة عالية للتبادل الحراري، مثل أنظمة تكييف الهواء والتدفئة الأنظمة أو العمليات الصناعية.

الكلمات المفتاحية: مبادل حرارة، حاجز مرن ، كفاءة، حرارة،CFD، سائل نانوي ، FSI

Résumé :

Sans conteste l’échangeur de chaleur (ou échangeur thermique) occupe une place primordiale et indispensable dans tous les systèmes thermiques, qu’il soit pour un usage industriel (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire (IAA), production d’énergie), pour l’automobile, l’aéronautique, le bâtiment résidentiel ou tertiaire…etc. De manière générale, on s’accorde à dire que plus de 90% de l’énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur ; la rentabilité ne peut être garantie que par le recours à des solutions techniques optimales offrant le meilleur rendement possible par une gestion dynamique des systèmes. L'utilisation des déflecteurs assure une augmentation considérable de la vitesse, mais le seul inconvénient est causé par une augmentation du coefficient de frottement ; par conséquent, nous proposons d’étudier numériquement, l’influence des chicanes flexible, sur le couple l’efficacité énergétique/frottement d’un échangeur de chaleur ; pour ce faire nous proposant une méthode de résolution CFD basé sur l’interaction fluide structure (FSI). Nous avons constaté que l'utilisation de déflecteur flexible permet une meilleure répartition de la chaleur et une augmentation de la surface d'échange thermique. Cela se traduit par un meilleur transfert de chaleur entre les fluides, ce qui améliore l'efficacité globale de l'échange de chaleur et réduit les pertes de charge, ce qui peut être

particulièrement bénéfique dans les applications nécessitant une efficacité d'échange de chaleur élevée, telles que les systèmes de climatisation, les systèmes de chauffage ou les processus industriels.

Mots clés : Echangeurs, déflecteur Flexible, efficacité, Chaleur, FSI, nanofluide, CFD.

ABSTRACT:

Undoubtedly the heat exchanger (or heat exchanger) occupies a primordial and indispensable place in all thermal systems, whether for industrial use (chemicals, petrochemicals, steel, food industry (IAA), energy production), for automotive, aeronautics, residential or tertiary building…etc. In general, it is agreed that more than 90% of the thermal energy used in industrial processes passes through a heat exchanger at least once; profitability can only be guaranteed by resorting to optimal technical solutions offering the best possible performance through dynamic management of the systems. The use of deflectors ensures a considerable increase in speed, but the only drawback is caused by an increase in the coefficient of friction; therefore, we propose to study numerically, the influence of flexible baffles, on the couple the energy efficiency / friction of a heat exchanger; to do this we propose a CFD resolution method based on the interaction fluid structure (FSI), We found that the use of elastomeric partitions allows for better heat distribution and an increase in heat exchange surface. This results in better heat transfer between fluids, which improves overall heat exchange efficiency, and reduces pressure drop, which can be particularly beneficial in applications that require high heat exchange efficiency, such as air conditioning systems, heating systems or industrial processes.

Keywords: Exchangers, Flexible baffle, efficiency, Heat, FSI, Nano fluid, CFD.

Liste des figures

Figure I.1 : Echangeur tubulaires 7
Figure I.2 : Autre différent type d'ailettes [7] 10
Figure I.3: Échangeur à tête flottante [7] 10
Figure I.4: Échangeur à plaque tubulaire fixe [7] 11
Figure I.5: Échangeur à tube en U [7] 12
Figure I.6 : Echangeur a plaque [13] 13
Figure I.7: échangeur de chaleur à plaque à surface primaire [4] 14
Figure I .8: Échangeur platulaire et schéma canaux [4] 15
Figure I.9: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [4] 15
Figure I.10: Échangeur Packinox [4] 15
Figure I.11 : Échangeur lamellaire [4] 16
Figure I.12: Echangeur spirale 16
Figure I.13 : Echangeur brasé [4] 16
Figure I.14: Echangeur à plaques et joints [4] 17
Figure I.15 : L'échangeur de chaleur à plaques et joints[8] 18
Figure I.16: Technologie des plaques 20
Figure I.17: encrassement de plaque [13] 24
Figure II.1: 3 mode de Transfer thermique [33] 35
Figure II.2: Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne. 37
Figure II.3: Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables. 45
Figure III.1 : Maillages structure et non structure. 50
Figure III.2 :Bilan thermique 50
Figure IV.1 : géométrie de l'échangeur cas simple et cas avec des ailettes 55
Figure IV.I.2: Distribution du champ de vitesse axiale dans la longueur du canal 56
Figure IV.3 : Distribution de champ de température totale dans la longueur de canal 56
Figure IV.I.4: Profils de la température totale x = 0.2m pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes 57
Figure IV.5: Déférence position sur l'échangeur de chaleur 58
Figure IV.6: profiles et distribution de champ de vitesse dans les long de les échangeurs 60
Figure IV.7: profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs 62
Figure IV.8 : profiles et profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs 64
Figure IV.9: profiles et distribution de champ de vitesse dans les long de les échangeurs (avec nano fluide) 68
Figure IV.10 ::profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs (avec nano fluide) 70
Figure IV.11 : profiles et profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs (avec nano fluide) 72
Figure IV.12 : maillage de l'échangeur 75
Figure IV.13 : représentation spatiale du champ de température 81
Figure IV.14 : représentation spatiale du champ de pression 85
Figure IV.15: représentation spatiale du champ de vitesse et les lignes de courant 90
Figure IV.16: Représentation spatiale le stress intensité de Déflecteur flexible 92

Liste des tableau

Tableau I.1Les avantages d'un échangeur de chaleur à plaques 21
Tableau III.1: Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies. 47
Tableau III.2:Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies. 48
Tableau III.3:Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies. 48
Tableau III.4:Les avantages et les inconvénients de la méthode des éléments finies. 49
Tableau IV.1: Les propriétés thermiques et dynamique de fluide 57
Tableau IV.2Calcule la vitesse moyenne 60
Tableau IV.3:Calculer de l'efficacité 65
Tableau IV.4: Les propriétés thermiques et dynamique de fluide 66
Tableau IV.5:Calculer la vitesse moyenne (avec nano fluide) 68
Tableau IV.6: calcule de l'efficacité (avec nano fluide) 73
Tableau IV.7: Les propriétés thermiques et dynamique des matériaux et les fluides 74
Tableau IV.8: Dimensionnement de la géométrie 75
Tableau IV.9: Les conditions aux limites 76

Nomenclature :

Symboles latins :

A : Surface d'échange [m²]

ṁ : Débit massique [kg/s]

CP : La chaleur spécifique à pression constante [J/kg K]

T : Température [K]

R : Résistance thermique [K/W]

H : Coefficient moyen d'échange convectif [W/m².K]

L : Longueur du tube [m]

U : Coefficient d'échange global [W/m².K]

Re : Le nombre de Reynolds

Q : Flux thermique [W]

D : Dimension caractéristique de la conduite [m]

T : Le temps [s]

P : La pression [Pa]

V : la vitesse [m/s]

x, y, z : Coordonnées cartésiennes [m]

r : coordonnée radiale [m]

Symboles Grecs

λ: La conductivité thermique [W/m K]

β : coefficient de dilatation thermique [1/K]

φ : Fraction volumique

μ : La viscosité dynamique [kg/m s]

υ : La viscosité cinématique [m2/s]

ρ : La masse volumique du fluide [kg/m3]

ε : l’émissivité de la surface

α : Diffusivité thermique [m2/s]

σ : la constante de Stephan Boltzmann $\mathrm{W.m^{-2}.k^{-4}}$

sommaire

introduction générale 1
chapitreI.Recherche bibliographique 3
I.1. Généralités sur les échangeurs de chaleur 4
I.1.1. Introduction 4
I.1.2. Définition d'un échangeur de chaleur 4
I.1.3. Description 4
I.1.4. Principe de fonctionnement 5
I.1.5. Critères de classement des échangeurs 5
I.1.6. Conclusion 6
I.1.7. Type des échangeurs de chaleur 7
I.2. L'encrassement 22
I.2.1. Définition de l'encrassement 22
I.2.2. Classification de l'encrassement 22
I.2.3. Conséquences de l'encrassement 24
I.3. Nettoyage de l'échangeur 25
I.3.1. Nettoyage mécanique 25
I.3.2. Nettoyage chimique 25
I.4. Les nano fluides 25
I.4.1. Les nanoparticules 25
I.5. L'état de l'art 26
I.6. Conclusion : 32
chapitreII. Modélisation mathématique 33
II.1. Introduction 34
II.2. Les modes de transfert de chaleur 34
II.2.1. La conduction : 35
II.2.2. Le rayonnement : 35
II.2.3. . La convection : 35
II.3. Equation de transport de la dynamique : 36
II.4. L'équation de la continuité : 36
II.5. L'équation de Navier-Stocks : 36
II.6. Décomposition de Reynolds (la décomposition statique) : 37
II.7. Traitement statistique des écoulements turbulents : 38
II.8. Les équations des mouvements moyennes : 39
II.8.1. Equation de continuité des mouvements moyennes : 40

II.8.2. Equation de Navier-Stocks moyenne : 40
II.8.3. Equation de transport des tensions de Reynolds : 41
II.8.4. Equation de l'énergie cinétique fluctuante : 42
II.8.5. Equation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante : [15] 43
II.9. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence : 43
II.9.1. Hypothèse de chou : 43
II.9.2. Hypothèse de viscosité turbulente de bousines : 43
II.9.3. Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl : 43
II.9.4. Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov 43
II.10. Modélisation du transfert de chaleur : 43
II.10.1. Equation d'énergie : 44
II.10.2. Transferts de chaleur en écoulements incompressibles : 44
II.11. Forme générale des équations du système : 44
II.12. Conclusion : 45
chapitreIII.METHODE NUMERIQUE 46
III.1. Introduction 47
III.2. Méthodes de discrétisation 47
III.2.1. Méthode des différences finies : 47
III.2.2. Méthode des volumes finis : 48
III.2.3. Méthodes des éléments finis : 48
III.2.4. Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini : [16] 50
Soit v une partie quelconque de V limitée par la surface s. 50
III.2.5. Forme discrétisée :Eléments finis 51
III.2.6. la méthode de discrétisation : 51
III.3. Conclusion 51
chapitreIV. RESULTATS ET DISCUSSION 53
IV.1. Introduction 54
IV.2. Présentation d'ANSYS (APDL) 54
IV.3. Identification 55
IV.3.1. Géométrie 55
IV.3.2. Description du domaine d'application 56
IV.3.3. Profils de température totale dans des sections différentes du canal : 57
IV.4. Interprétation des résultats 57
IV.4.1. Géométrie 57
IV.4.2. Champs de vitesse 59
IV.4.3. Champs de pression 61
IV.4.4. Champs de température 63

IV.4.5. Champs de vitesse 67
IV.4.6. Champs de pression 69
IV.4.7. Champs de température : 71
IV.5. les résultats avec déflecteur : 74
IV.5.1. Description du domaine d'application : 74
IV.5.2. La géométrie : 75
IV.5.3. Maillage 75
IV.5.4. Les conditions aux limites 76
IV.5.5. Champs de température : 77
IV.5.6. Champs de pression 82
IV.5.7. Champs de vitesse 86
IV.5.8. Champ stress intensité de Déflecteur flexible 91
IV.5.9. Remarque 92
IV.5.10. Conclusion : 92

Introduction générale

L'étude du comportement conjugué des échangeurs à plaques de chaleur en présence de déflecteurs flexibles constitue un domaine de recherche essentiel dans le domaine de la thermodynamique et du transfert de chaleur. Les échangeurs à plaques de chaleur sont largement utilisés dans de nombreuses industries, notamment dans les secteurs de la chimie, de la pétrochimie, de l'énergie et de l'industrie alimentaire.

Les déflecteurs flexibles sont des éléments intégrés aux échangeurs à plaques de chaleur pour améliorer le transfert de chaleur en perturbant l'écoulement des fluides. Ils permettent d'augmenter la turbulence et de favoriser un échange de chaleur plus efficace entre les plaques. Cependant, l'introduction de déflecteurs flexibles peut également entraîner une augmentation du coefficient de frottement et une perte de charge supplémentaire.

Dans cette étude, nous nous intéressons à l'analyse du comportement conjugué des échangeurs à plaques de chaleur en présence de déflecteurs flexibles. L'objectif est de comprendre comment ces déflecteurs influencent à la fois le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement des fluides à l'intérieur de l'échangeur. Nous examinons notamment l'efficacité énergétique, le coefficient de frottement, la perte de charge et d'autres paramètres pertinents.

Pour mener à bien cette étude, nous proposons une approche basée sur des simulations numériques utilisant la méthode de résolution CFD (Computational Fluid Dynamics) couplée à des modèles de transfert de chaleur. Cette approche nous permettra d'obtenir des informations détaillées sur le comportement conjugué des échangeurs à plaques de chaleur avec des déflecteurs flexibles.

Les résultats de cette étude fourniront des connaissances précieuses pour l'optimisation de la conception des échangeurs à plaques de chaleur avec des déflecteurs flexibles. En comprenant mieux l'impact de ces déflecteurs sur les performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur, il sera possible de développer des solutions plus efficaces et économes en énergie pour diverses applications industrielles.

En résumé, l'étude du comportement conjugué des échangeurs à plaques de chaleur en présence de déflecteurs flexibles vise à améliorer notre compréhension du transfert de chaleur et de

l'écoulement des fluides dans ces dispositifs. Cette recherche contribuera à l'optimisation de la conception des échangeurs à plaques de chaleur, permettant ainsi d'améliorer leur efficacité énergétique et leurs performances globales.

chapitreI.

Recherche bibliographique

I.1.Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1.1.Introduction

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien, permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. Ce principe est mis en œuvre dans de nombreuses applications courantes : chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, génie des procédés, stockage d'énergie ou production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir d'énergie thermique. [1]

L'échangeur thermique le plus commun est l'échangeur à plaques. De nouveaux échangeurs à fils fins permettent des échanges eau/air à très faibles écarts de température en chauffage ou refroidissement. L'échangeur thermique est utilisé pour préparer l'eau pour qu'elle soit injectée de manière optimale dans la chaudière.

Dans ce chapitre nous allons aborder les différents types d'échangeurs ainsi que les échanges thermiques de ce dernier et d'une manière détaillée toutes les relations concernant les calculs dans les échangeurs que ce soit à contre ou à Co- courant ou bien à courant croisé.

I.1.2.Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur ou échangeur thermique est un système ou équipement permettant de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, sans les mélanger, à travers une paroi sans contact direct. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

On distingue la récupération de chaleur à haute température (**supérieure à 90° C**) venant de fumées de combustion ou de vapeur d'échappement, et la récupération à basse température (**inférieure à 60° C**) venant des circuits de refroidissement par eau, des eaux usées ou des effluents de process, de l'air chaud de séchage ou de compression, de défaut d'isolation des parois [2]

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans les industries de transformation, les centrales électriques, les systèmes de climatisation, les réfrigérateurs et les congélateurs, ainsi que dans de nombreux autres domaines.

I.1.3.Description

Un échangeur peut être considéré comme une boite réalisant un transfert thermique et constitue de deux entrées et deux sorties : l'entrée et la sortie du fluide chaud et l'entrée et la

sortie du fluide froid. On trouve dans le domaine des échangeurs thermiques diverses technologies permettant ce transfert thermique. Dans la plupart des cas, les échangeurs utilisent les 3 modes de transfert thermique, c'est-à-dire par conduction, par convection et par rayonnement électromagnétique [3]

I.1.4.Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur repose sur l'utilisation de deux flux de fluides qui circulent dans des circuits distincts, chacun à une température différente. Ces deux flux de fluides sont en contact à travers une surface d'échange, qui permet le transfert de chaleur de l'un à l'autre. Le transfert de chaleur se fait grâce à la différence de température entre les deux fluides et le matériau de la surface d'échange. En général, la chaleur est transférée du fluide le plus chaud au fluide le plus froid.

Cependant, dans certains cas, il est également possible de transférer la chaleur du fluide le plus froid vers le fluide le plus chaud en utilisant une source d'énergie externe. Selon le type d'échangeur thermique, la surface d'échange peut être constituée de plaques, de tubes ou d'un échangeur à coque et tube.

I.1.5.Critères de classement des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés en fonction de différents critères, notamment :

I.1.5.1.Classement technologique

A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
A plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé. [4]

I.1.5.2.Classification selon le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées,etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [4]

I.1.5.3.Classification suivant le procédé de transfert de chaleur

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

Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;

Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [4]

I.1.5.4.Classification fonctionnelle

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ;

Suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique.

On rencontre alors les différents cas suivants :

Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;

Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs. [4]

I.1.5.5.Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de parois

Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.

Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre.[4]

I.1.6.Conclusion

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés en fonction du mode de transfert de chaleur qu'ils utilisent, du nombre de fluides qu'ils utilisent et de leur configuration, telle que les échangeurs de chaleur à coque et tube, les échangeurs de chaleur à plaques, les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire, etc., ainsi que de leur géométrie, telle que les échangeurs de chaleur rectangulaires, cylindriques, hélicoïdaux, etc. De plus, les échangeurs de chaleur peuvent également être classés en fonction des matériaux utilisés pour leur construction et de leur fonction, telle que les échangeurs de chaleur de récupération, les échangeurs de chaleur de refroidissement, les échangeurs de chaleur de chauffage.

En général, le choix d'un échangeur de chaleur dépendra des besoins spécifiques de l'application et des caractéristiques des fluides impliqués.

I.1.7.Type des échangeurs de chaleur

I.1.7.1.Echangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi sont largement répandus. **[7]**

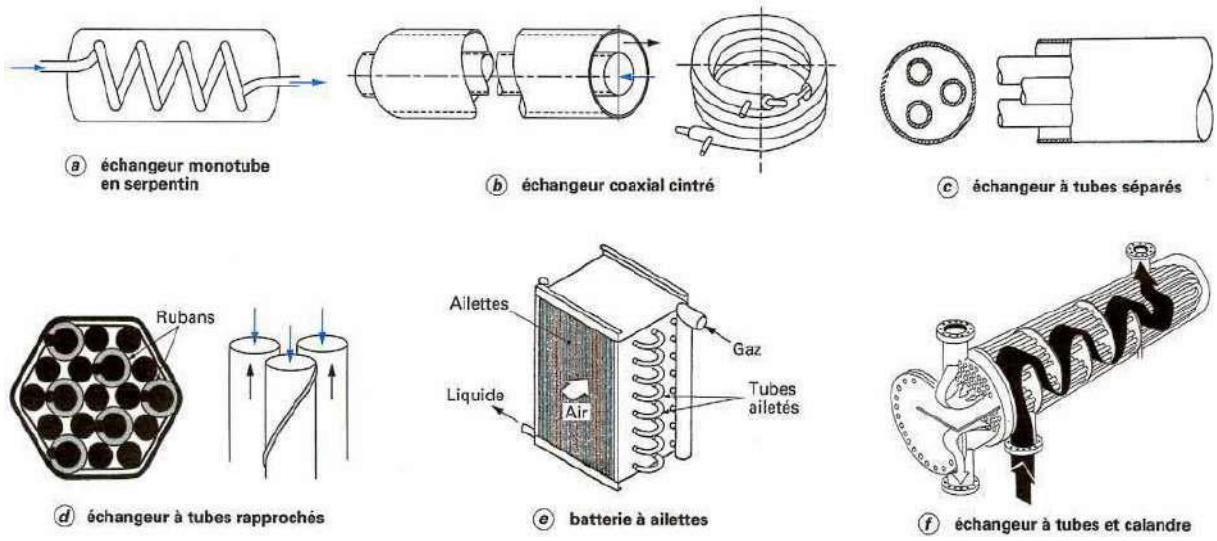


Figure I.1 : Echangeur tubulaires

On distingue 3 catégories :

I.1.7.1.1. Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au-dessous.

I.1.7.1.2. Echangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

I.1.7.1.3. Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

I.1.7.1.3.1. Échangeur à tubes séparés

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

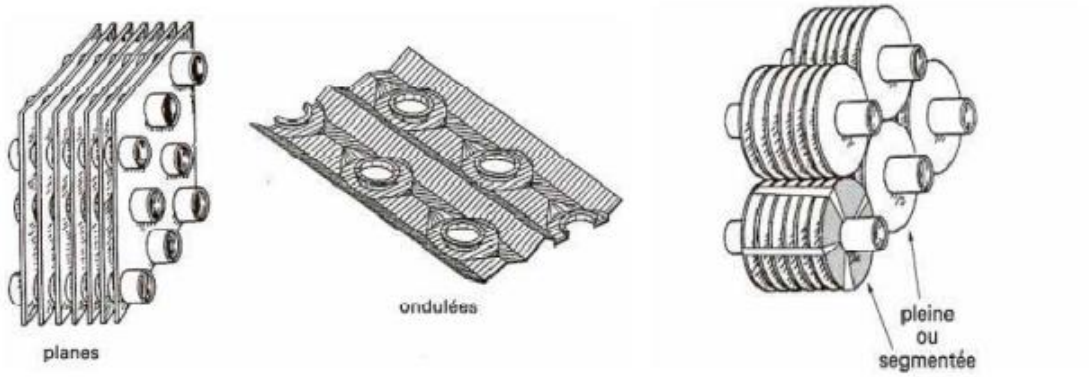
I.1.7.1.3.2. Echangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux.

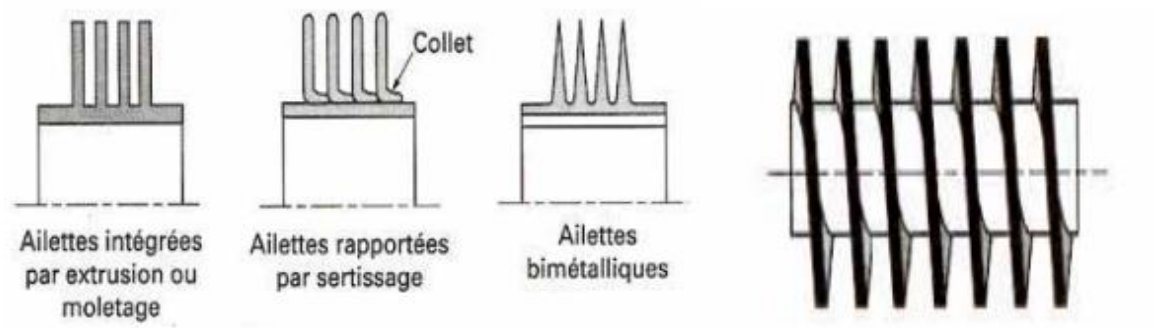
I.1.7.1.3.3. Echangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique

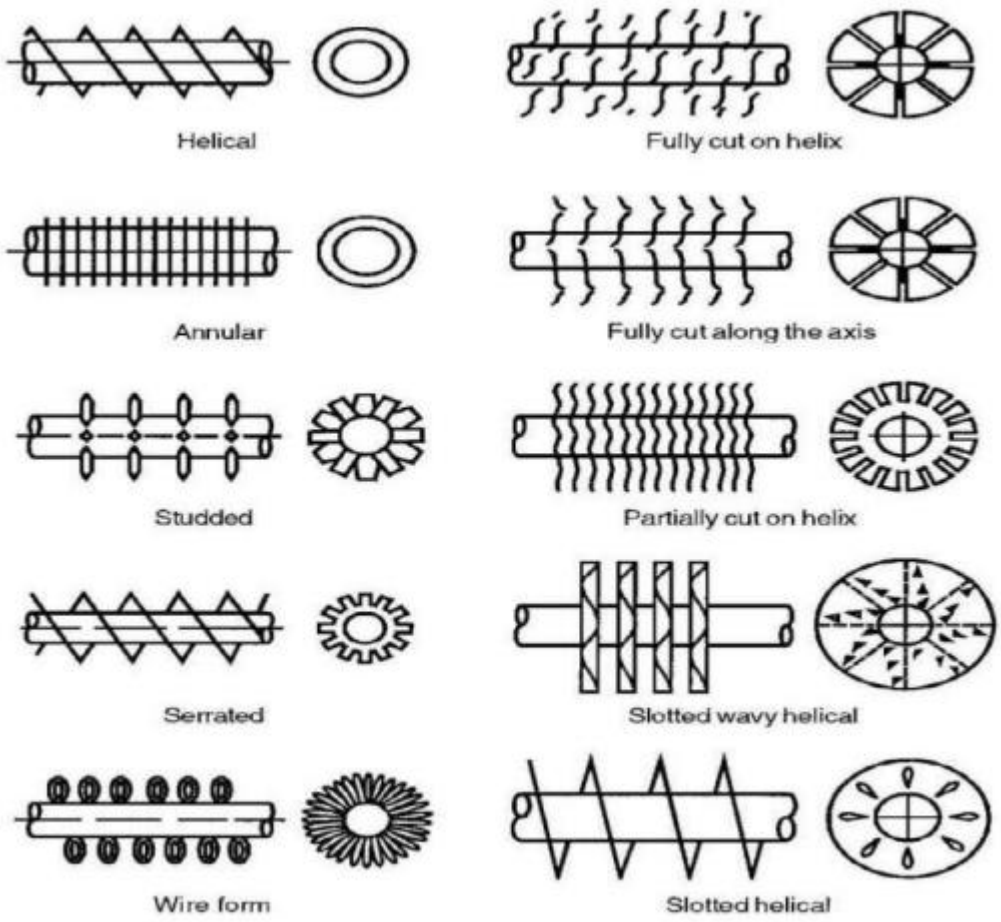
- Ailettes transversales :



Ailettes continue Ailettes indépendant



Ailettes annulaire Ailettes spirale



Tubes à ailettes simples .

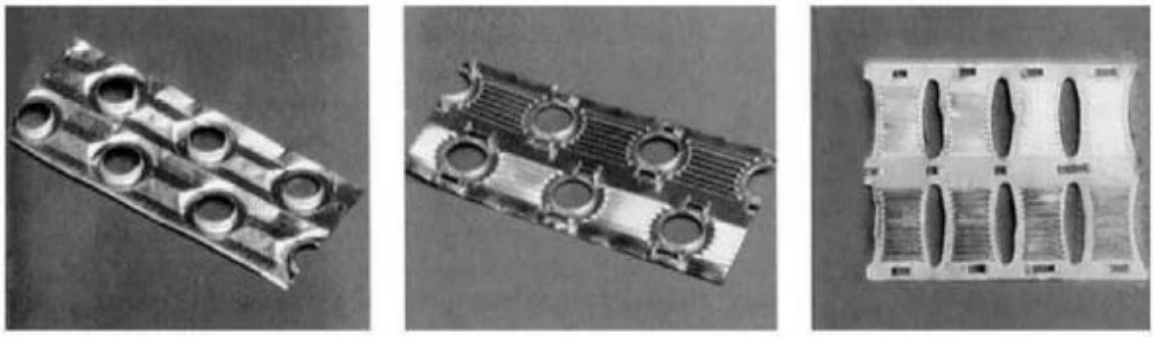
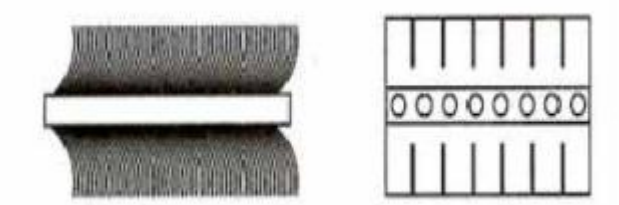
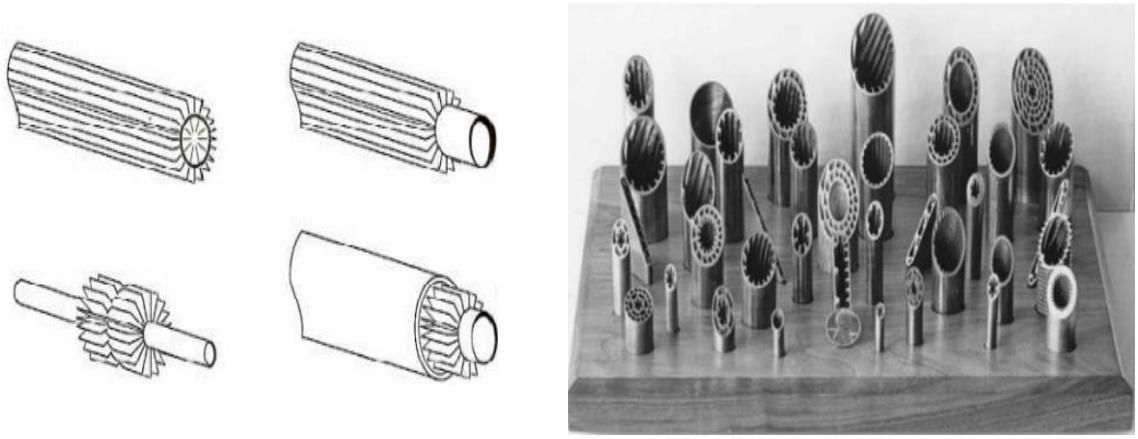


Figure: Trois configurations d'ailettes continues



Ailettes en brosse

• Ailettes longitudinal :



Type d'ailettes longitudinal Tubes avec ailettes internes .

Figure I.2 : Autre différent type d'ailettes [7]

I.1.7.1.3.4. Echangeur à tubes et calandre

Les propriétés physico-chimiques, l'état (liquide, gazeux ou solide) et la corrosivité des fluides impliqués dans les procédés industriels sont extrêmement variés. Le chauffage ou le refroidissement de tels fluides nécessite une technologie d'échangeur à la fois souple et efficace. Les échangeurs standardisés ne peuvent répondre à toutes les contraintes présentes dans ces procédés bien particuliers. Les échangeurs à faisceau tubulaire (échangeurs tubes et calandre) de Thermofin sont conçus sur mesure, intégrants ainsi de nombreuses spécificités pour répondre avec précision à vos besoins [6] c'est l'échangeur actuellement le plus répandu actuellement

I.1.7.2.Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

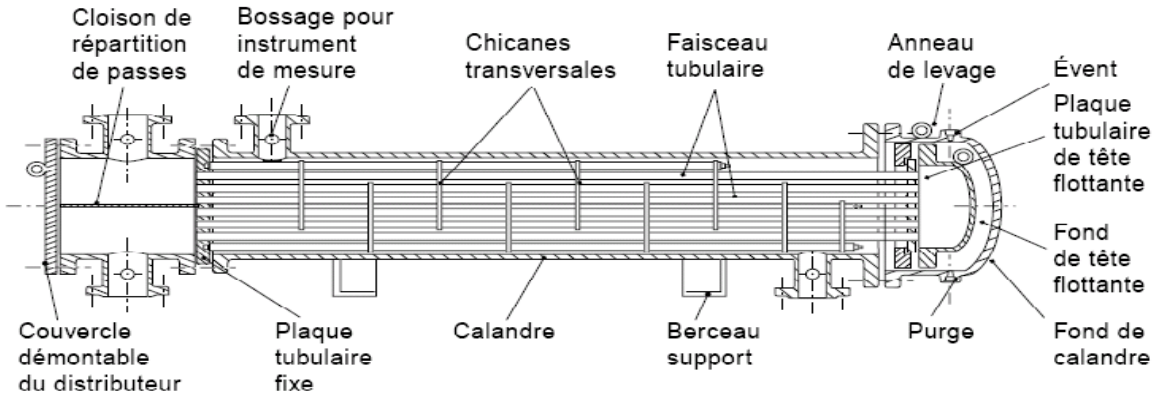


Figure I.3: Échangeur à tête flottante [7]

I.1.7.3.Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre

Des tubes droits sont reliés à leurs extrémités aux plaques tubulaires qui sont-elles soudées à la calandre. Cette configuration est très compétitive et offre la possibilité de nettoyer mécaniquement l'intérieur des tubes étant donné que les couvercles des boîtes d'eau sont démontables. En revanche, étant donné que les plaques tubulaires sont soudées à la calandre, il n'est pas possible d'accéder aux tubes pour les nettoyer, seul un nettoyage chimique en place (ClP) est possible. Par ailleurs, si l'échangeur est soumis à des variations importantes en température, il devra être équipé d'un joint d'expansion pour absorber la dilatation thermique des tubes. [6]

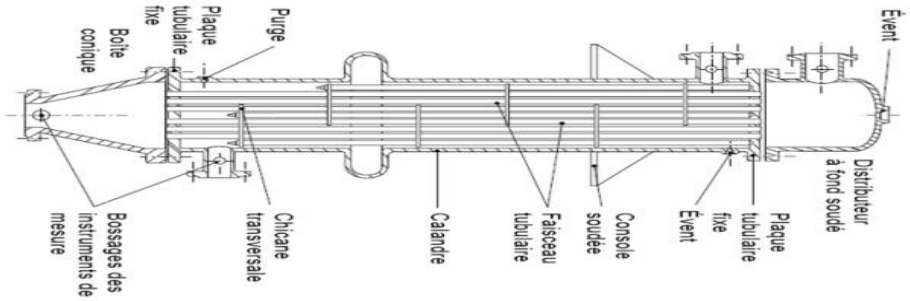


Figure I.4: Échangeur à plaque tubulaire fixe [7]

I.1.7.3.1. À PLAQUE TUBULAIRE FLOTTANTE

Cette technologie ne nécessite pas de joint d'expansion étant donné qu'une des plaques tubulaires est libre de mouvement. La plupart du temps, le faisceau de tubes peut être sorti de la calandre ce qui permet un nettoyage mécanique de la surface externe des tubes ainsi que l'intérieur de la calandre. De plus, le faisceau peut être remplacé plus facilement. [6]

I.1.7.3.2. Echangeur à tubes en U

L'utilisation de tubes en U évite aussi le recours à des joints d'expansion étant donné que la partie pliée du tube est libre de mouvement (non relié à une plaque tubulaire). Par contre, le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes devient difficile à cause du coude de retournement en U. Cette configuration est toutefois relativement peu onéreuse, car elle évite d'utiliser une seconde plaque tubulaire. [6]

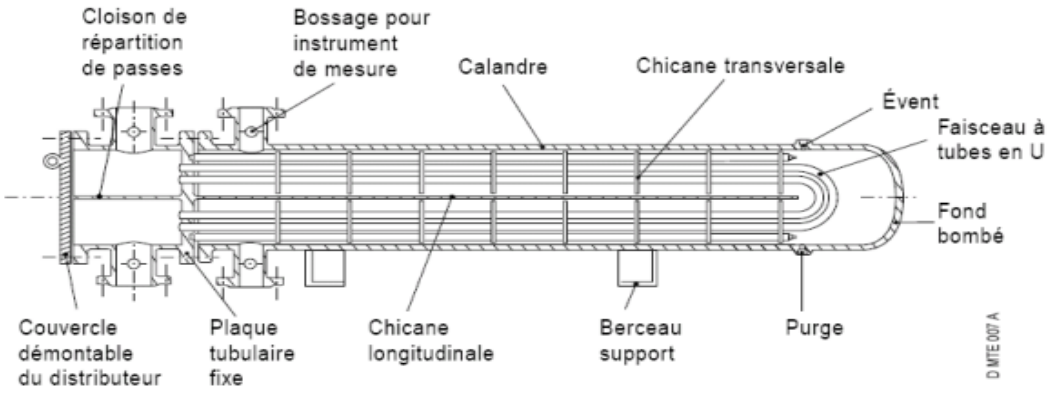


Figure I.5: Échangeur à tube en U [7]

I.1.7.3.3. DÉTECTEURS DE FUITES

- ✓ **AVEC DÉTECTEUR DE FUITE À DOUBLE TUBES**

Cette configuration consiste à insérer un premier tube dans un second tube de diamètre plus élevé. En cas de fuite du tube intérieur dans lequel le fluide circule, des rainures situées entre les deux tubes permettent d'acheminer le liquide vers une chambre de détection. Là, il est rapidement détecté, soit par un capteur, soit par un déversement dans un bac prévu à cet effet. Le mélange des fluides est ainsi évité. [6]

- ✓ **AVEC DÉTECTEUR DE FUITES À DOUBLE PLAQUE TUBULAIRE**

Généralement, les premières fuites apparaissent au niveau de la jonction des tubes à la plaque tubulaire, zone où la matière a subi de grandes contraintes lors d'une expansion ou d'une soudure. Ainsi, cette technologie, moins onéreuse que la première, permet, en ajoutant une

seconde plaque tubulaire, de guider le liquide vers la chambre de détection. [6]

I.1.7.4.Echangeur à plaque

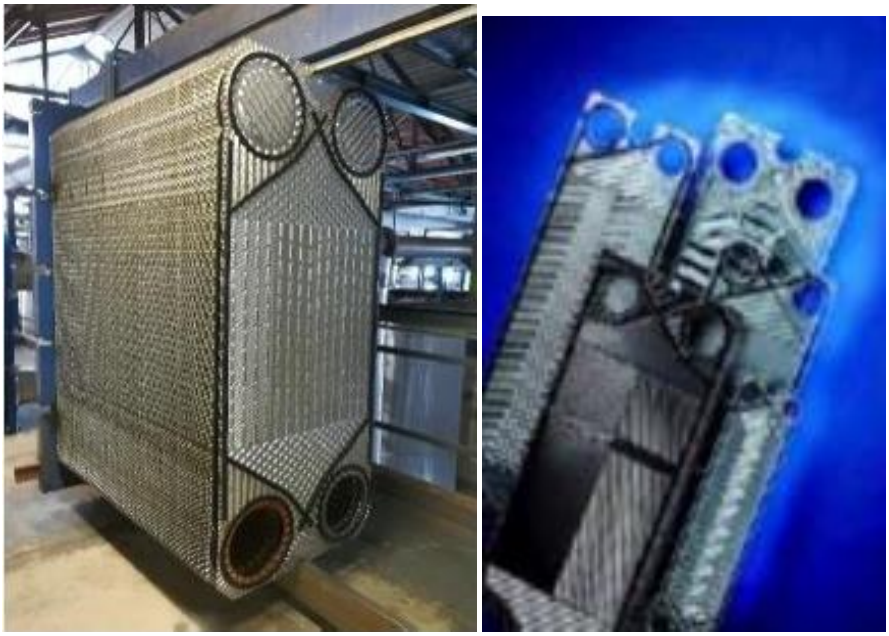


Figure I.6 : Echangeur a plaque [13]

Un échangeur à plaque est un dispositif utilisé pour transférer de la chaleur entre deux fluides différents. Les fluides chauds et froids entrent dans l'échangeur de chaleur par les entrées correspondantes. Chaque fluide circule dans l'espace entre une plaque d'échangeur de chaleur sur deux. Les fluides s'écoulent entre les plaques voisines, ce qui permet un transfert de chaleur efficace sans qu'ils n'entrent en contact direct l'un avec l'autre. Des joints étanches entre les plaques dirigent le flux à travers l'échangeur de chaleur. Une fois que la chaleur a été transférée entre les deux fluides, les fluides sortent de l'échangeur de chaleur par les sorties correspondantes.

Les plaques ondulées de l'échangeur de chaleur à plaque assurent un écoulement turbulent qui augmente le transfert de chaleur et l'efficacité de fonctionnement. Les échangeurs de chaleur à plaque se composent de plusieurs pièces, notamment les plaques, les joints, la barre d'attache, la barre de transport, la barre de guidage, les boulons de serrage, le cadre, les entrées et les sorties. Ces composants sont conçus pour répondre aux exigences de l'application spécifique de l'échangeur de chaleur à plaque.

Les échangeurs à plaque sont couramment utilisés dans l'industrie pour refroidir ou chauffer des liquides, des gaz ou des vapeurs. Ils sont utilisés dans de nombreuses applications,

telles que les systèmes de chauffage et de climatisation, les chaudières, les réfrigérateurs, les congélateurs, les évaporateurs, les tours de refroidissement et les processus industriels.

I.1.7.4.1. Les déférant type d'échangeurs thermique a plaque

Il existe de nombreux types d'échangeurs thermiques à plaques, avec différentes conceptions destinées à être parfaitement adaptées à différents types d'applications spécifiques et de conditions de processus. D'une manière générale, les principales catégories d'échangeurs thermiques à plaques courants sont :

On peut distinguer deux catégories d'échangeurs à plaque :

I.1.7.4.1.1. Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

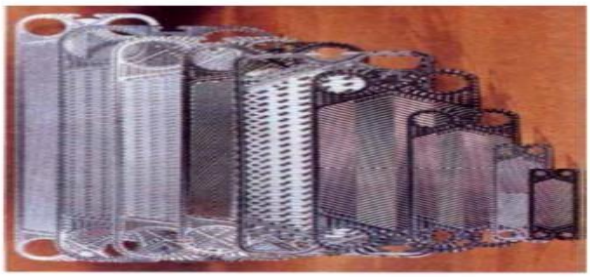


Figure I.7: échangeur de chaleur à plaque à surface primaire [4]

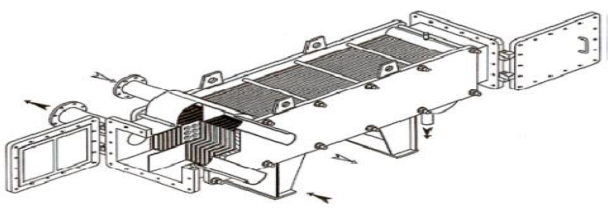
I.1.7.4.1.2. Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Les échangeurs à plaques soudées ou brasées sont surtout utilisés en récupération de chaleur dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agroalimentaire, etc….

I.1.7.4.1.3. Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils: les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés.





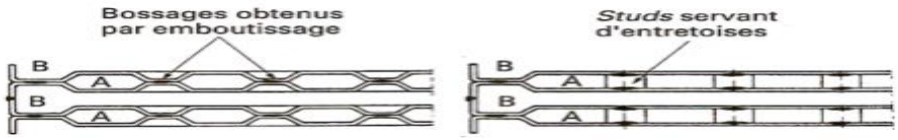


Figure I .8: Échangeur platulaire et schéma canaux [4]

I.1.7.4.1.4. Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

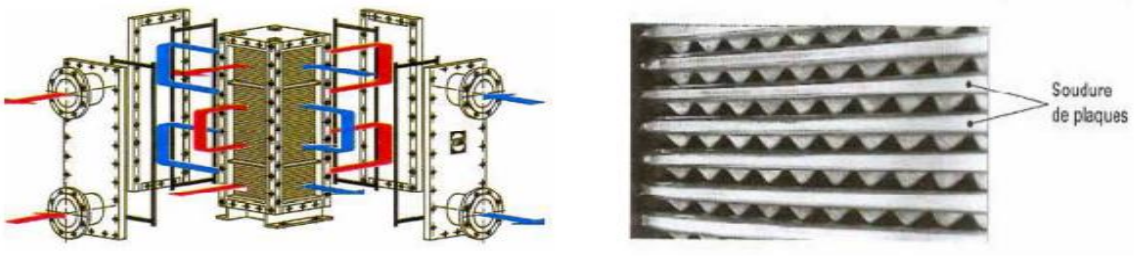


Figure I.9: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [4]

I.1.7.4.1.5. Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 ° C et des pressions de 50 bar.

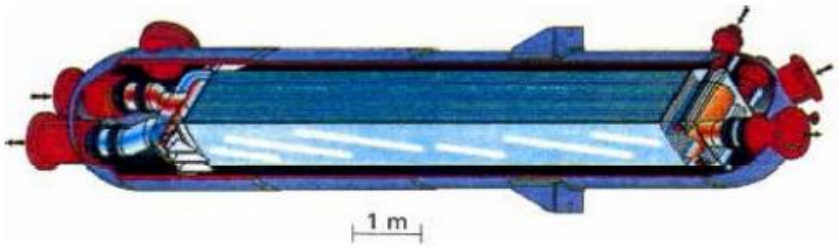


Figure I.10: Échangeur Packinox [4]

I.1.7.4.1.6. Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

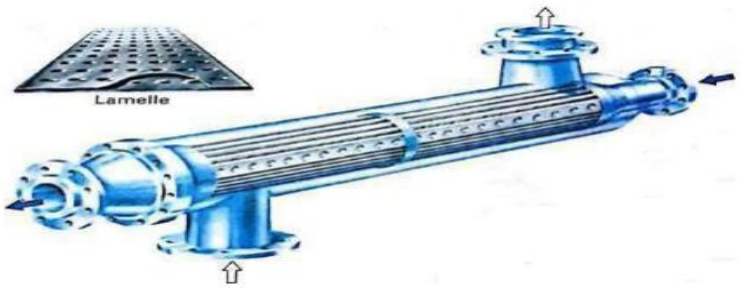


Figure I.11 : Échangeur lamellaire [4]

I.1.7.4.1.7. Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C.



Figure I.12: Echangeur spirale

I.1.7.4.1.8. Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.

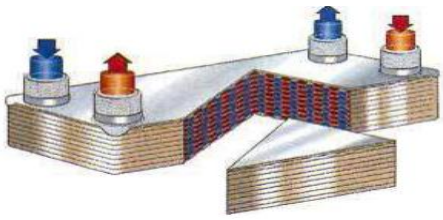


Figure I.13 : Echangeur brasé [4]

I.1.7.4.1.9. Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.

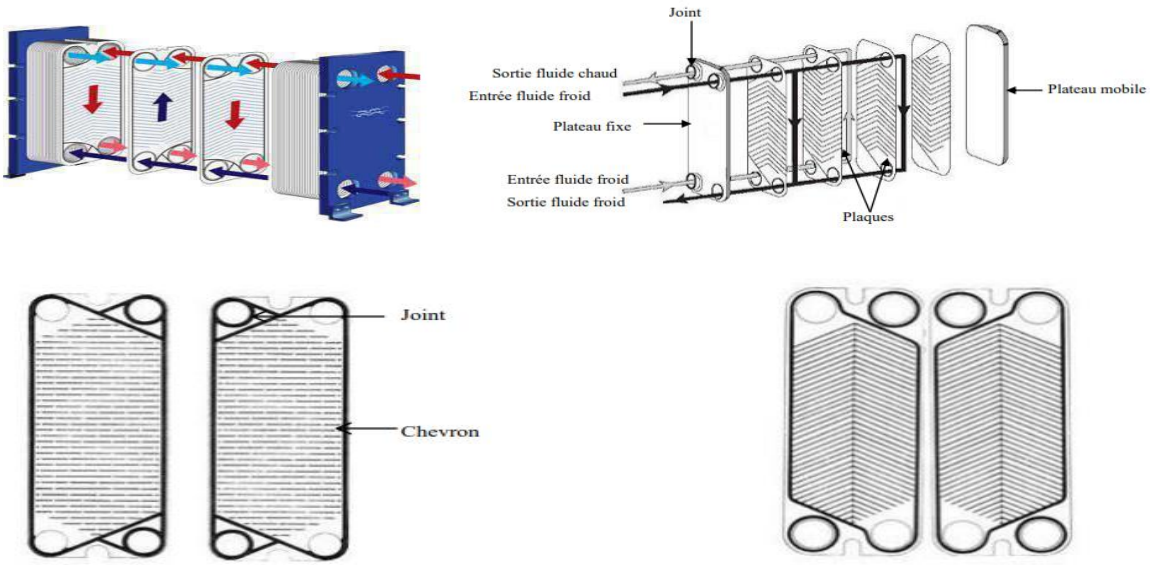


Figure : Échangeurs à plaques et joints avec circulation des fluides est diagonale

Figure : Échangeurs à plaques et joints avec circulation des fluides est latérale

Figure I.14: Echangeur à plaques et joints [4]

I.1.7.4.2. Assembler un échangeur de chaleur à plaques

Pour assembler un échangeur de chaleur à plaques et joints, les trois étapes suivantes doivent être suivies :

1) Les cadres sont assemblés. Il se compose d'une plaque de châssis fixe et mobile, d'une barre de support supérieure, de barres de guidage inférieures, d'un boulon de serrage, d'une colonne de support et d'un pied de châssis. La plaque d'extrémité est la première plaque à accrocher dans le cadre.

2) Ensuite, la plaque, selon les spécifications de la plaque, est placée entre les cadres, à l'intérieur de la barre de support supérieure et de la barre de guidage inférieure.

3) Enfin, les boulons de serrage sont installés pour serrer l'espace entre les cadres fixe et mobile à l'aide d'une clé ou d'une clé hydraulique à un niveau prédéterminé en fonction du modèle et du nombre de plaques de cet échangeur de chaleur à plaques.

L'échangeur de chaleur à plaques et joints utilise des plaques ondulées situées entre le cadre et les plaques de pression pour fournir une zone de transfert de chaleur étendue. Les joints agissent comme des joints entre les plaques, permettant l'écoulement à contre-courant des fluides à travers l'échangeur, ce qui se traduit par des performances thermiques très efficaces et une approche de température proche entre les fluides de service entrants et sortants.

Pour les fluides sensibles à la chaleur ou visqueux, un fluide froid est introduit dans le fluide chaud, ce qui réduit le risque de surchauffe ou de gel. Les plaques sont disponibles en différentes profondeurs de pressage, motifs en chevron et formes ondulées, toutes spécialement conçues pour optimiser les performances en fonction de l'application.

La zone de distribution assure un écoulement homogène du fluide sur toute la surface de transfert de chaleur pour éviter les zones stagnantes pouvant entraîner un encrassement.

Une turbulence de flux élevée entre les plaques entraîne un transfert de chaleur et une chute de pression améliorés. [8].

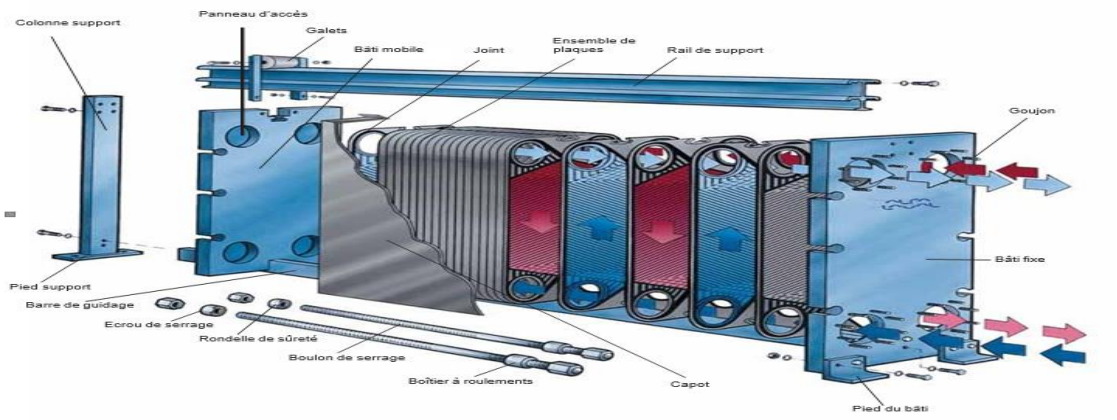


Figure I.15 : L'échangeur de chaleur à plaques et joints[8].

I.1.7.4.3. Des joints en polymère

Les échangeurs de chaleur à plaques permettent d'obtenir un ratio surface d'échange / volume très élevé, ce qui contribue à leur succès grandissant, notamment dans le secteur industriel et dans le bâtiment.

Ils sont principalement utilisés pour des transferts de chaleur entre deux fluides de même nature : gaz/gaz ou liquide/liquide.

Pour compléter le fonctionnement des échangeurs à plaques, des joints sont installés.

Fabriqués en polymère dans la plupart des cas, ils assurent un double rôle : l'étanchéité des pièces d'une part, et la répartition des fluides dans l'échangeur d'autre part.

Ces joints ne résistent pas à toutes les conditions d'utilisation.

Pour des applications plus exigeantes à des températures et pressions élevées, on peut se diriger vers des modèles à plaques brasées ou soudées. [8].

I.1.7.4.4. Technologie des plaques

La technologie des plaques dans un échangeur de chaleur implique généralement l'utilisation de plaques en forme de chevron pour augmenter la turbulence et fournir des points d'appui pour résister à la pression. Les plaques sont fines, ce qui permet l'utilisation de matériaux de qualité supérieure résistant à la corrosion, tels que l'acier inoxydable et le titane. Les joints en polymères jouent un double rôle dans l'échangeur de chaleur à plaque jointée, en assurant l'étanchéité et la répartition des fluides dans l'échangeur. Les techniques de fabrication les plus courantes pour les plaques d'un échangeur de chaleur sont mentionnées sur le marché. [10]

I.1.7.4.5. Plaque à canal large

Avec des canaux de 12 mm sans points de contact, cette plaque est idéale pour les fluides contenant des fibres ou des particules de grande taille. Chaque canal a été conçu pour éliminer le passage des solides dans la zone d'entrée. [10]

I.1.7.4.6. Plaque à double paroi

Composée de plaques comprimées simultanément et soudées au laser sur le port, cette plaque est conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre le brassage. La défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne. La seconde paroi assure une double barrière entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales. [10]

I.1.7.4.7. Plaque semi-soudée

Les canaux soudés pour le traitement des fluides autorisent la manipulation de fluides agressifs et difficiles dans un échangeur de chaleur à plaques et augmentent l'échelle de pression. Le risque de dégradation du joint est minimal sur la partie soudée [10]

I.1.7.4.8. Soudure

Les plaques entièrement soudées repoussent les limites de température et de pression à 350 °C (650 °F) et 40 bar (625 psi). [10]

I.1.7.4.9. Joints collés

Si vos conditions d'exploitation nécessitent un gonflement par joint, les joints collés offrent une fiabilité accrue, principalement lors d'ouvertures à répétition. Le remplacement des joints collés n'est pas nécessaire pour.

Les opérations de maintenance. Notre résine époxy cuite au four fixe fermement le joint et ne se dissout pas. [10]

I.1.7.4.10. Joints non collés

Les joints non collés simplifient le remplacement des joints sur site. [10]

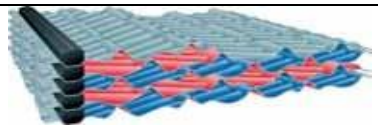
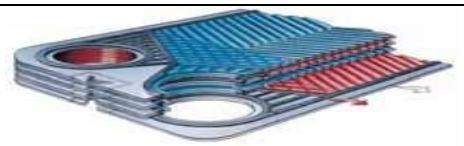
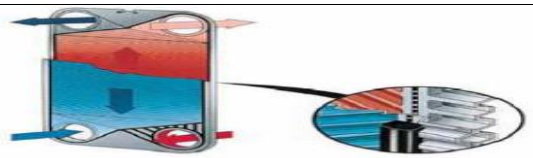
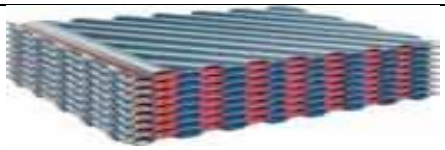
Exemple de Plaque à canal large	
Exemple de Plaque à double paroi	
Plaque semi-soudée	
Exemple de Soudure	
Exemple de Joints collés	
Exemple de Joints non collés	

Figure I.16: Technologie des plaques

I.1.7.4.11. Fonctionnement d'un échangeur à plaques

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à plaques repose sur l'utilisation d'un système d'alvéoles pour guider les fluides primaires et secondaires dans des chemins différents. Lorsque deux fluides à des températures différentes sont mis en contact, la chaleur se transfère naturellement du corps chaud au corps froid jusqu'à ce que les températures s'équilibrent. L'échangeur de chaleur à plaques facilite ce processus en permettant à la chaleur de passer facilement à travers la surface séparant les fluides chauds et froids. Les échangeurs de chaleur à plaques sont constitués de plaques d'aluminium, d'acier inoxydable ou de matériau

synthétique, assemblées par soudage, brasure ou joints, avec une épaisseur de 0,1 à 0,8 mm et un espacement de 5 à 10 mm Les plaques peuvent être gaufrées pour créer une turbulence à l'intérieur de l'échangeur, améliorant ainsi les performances de l'échange convectif. Les courants entre les fluides primaires et secondaires dans un échangeur de chaleur peuvent être parallèles, opposés ou croisés, mais dans le cas d'un échangeur de chaleur à plaques, ils sont presque toujours croisés. Ainsi, un fluide circule dans les conduits pairs, tandis que l'autre circule dans les conduits impairs, et le transfert d'énergie calorifique se fait sur toute la surface des plaques. L'objectif de l'échangeur de chaleur à plaques est donc de maximiser l'efficacité du transfert de chaleur avec une consommation minimale d'énergie. . [8]. [9].

I.1.7.4.12. Les avantages d'un échangeur de chaleur à plaques

Les Avantages	Les Inconvénients
• coefficient de transfert de chaleur élevé • Grande adaptabilité • Structure compacte, taille réduite et consommables réduits Coefficient de transfert de chaleur élevé et faible consommation de métal, rendant le transfert de chaleur efficace (85% à plus de 90%). • Facile à enlever, laver et réparer. • Le facteur d'encrassement est faible • Les échangeurs de chaleur à plaques sont fabriqués en tôle	• Mauvaise étanchéité et facile à fuir • La pression d'utilisation est limitée La température de fonctionnement est limitée par la résistance à la température du matériau du joint. • La voie d'écoulement est petite Il est facile de bloquer . Je ne suis pas adapté aux fluides contenant des solides en suspension. • La résistance à l'écoulement est plus grande que la coque et le tube

Tableau I.1Les avantages d'un échangeur de chaleur à plaques

I.2.L'encrassement

I.2.1.Définition de l'encrassement

L'encrassement des équipements et des canalisations est un phénomène prépondérant dans réduction de la production des industries. Il contribue à la réduction des échanges thermiques, à la réduction du taux d'équipement ainsi que celle du temps global d'exécution grâce à arrêts pour nettoyage.

L'encrassement peut être défini comme l'accumulation de dépôts de substances indésirables substances solides sur une surface provoquant un colmatage, un colmatage ou tout simplement une réduction de volume. [11]

I.2.2.Classification de l'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de Dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, Même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Nous adopterons, comme la plupart des auteurs, cette dernière méthode de classification. Sept types différents peuvent alors être définis :

- **L'encrassement** particulaire.
- Corrosion.
- Entartrage.
- L'encrassement biologique.
- **L'encrassement** par réaction chimique.
- **L'encrassement par solidification**
- **L'encrassement par dépôt** [11]

I.2.2.1.Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels :

• l'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer).

• les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières

• les fumées industrielles de résidus solides de combustion [11]

I.2.2.2. Corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique o électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion in situ. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulaire. [11]

I.2.2.3.Entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution Liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude ; la cristallisations produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent ; dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable.

L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare ; il faut signaler le cas des saumures géothermales à forte teneur en silice. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de Dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage. [11]

I.2.2.4.L'encrassement biologique

L'encrassement biologique est causé par la croissance d'organismes, tels que les algues, qui se développent dans le fluide et se déposent sur les surfaces de l'échangeur de chaleur. Bien que les concepteurs d'échangeurs de chaleur n'aient aucun contrôle direct sur ce phénomène, il est possible de le limiter par le choix du matériau. Par exemple, les matériaux en cuivre non ferreux sont toxiques pour certains organismes. Ce type d'encrassement peut être éliminé soit par un traitement chimique, soit par brossage mécanique**.** [11]

I.2.2.5.Encrassement par réaction chimique

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage Thermique des hydrocarbures lourds),

l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques. [11]

I.2.2.6.Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) oud dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffinées). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre). [11]

I.2.2.7.L'encrassement par dépôt

(Également appelé encrassement par sédimentation) se produit lorsque les particules contenues dans le fluide se déposent sur la surface, généralement lorsque la vitesse du fluide passe en dessous d'un niveau critique. Une bonne conception de l'échangeur de chaleur, y compris le calcul de la vitesse critique pour toute combinaison de fluides et de particules, doit aboutir à des vitesses de travail minimales supérieures à ce niveau critique.

Le montage vertical de l'échangeur de chaleur peut également minimiser l'effet car la gravité entraîne les particules hors de l'échangeur de chaleur, à l'écart de la surface de transfert de chaleur, même à de faibles niveaux de vitesse. L'encrassement par dépôt est normalement éliminé mécaniquement par brossage ou raclage. [11]



Figure I.17: encrassement de plaque [13]

I.2.3.Conséquences de l'encrassement

Comme il a été déjà signalé, les conséquences de l'encrassement sont : - Une dépense d'énergie supplémentaire. - Le remplacement des appareils corrodés. - Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage. - Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude.

I.3.Nettoyage de l’échangeur

I.3.1.Nettoyage mécanique

Desserrer le paquet de plaques, ôter les tirants, déplacez le fond mobile contre le pied et faites glisser les plaques suivant des parts pour permettre de les nettoyer séparément avec une brosse ou de l'eau sous pression. Quand vous utilisez de l'eau sous pression, les plaques doivent être posées à plat pour éviter de la abîmées.

- N'utilisez jamais de brosse métallique qui pourrait créer des amorces de corrosion des plaques.
- Soyez prudent de ne pas endommager les joints et de s'assurer qu'ils sont en bon état avant de les remonter sur l'échangeur.

I.3.2.Nettoyage chimique

Le nettoyage des plaques sans démonter les plaques de l'échangeur est possible. Monter un système de nettoyage en place sur les orifices de l'échangeur et faites circuler sur chaque circuit un produit de nettoyage approprié. Assurez-vous de la bonne tenue des plaques et des joints par rapport à ce produit.

I.4.Les nano fluides

Les nano fluides sont des solutions colloïdales constituées de particules de taille nanométrique (1-100 nm) dispersées dans un liquide porteur, dans le but d'améliorer certaines propriétés. Ces solutions suscitent un vif intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. En effet, les fluides de base couramment utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage présentent une faible conductivité thermique, ce qui limite leur capacité de transfert de chaleur. [12]

I.4.1.Les nanoparticules

Les nanoparticules sont des assemblages de quelques centaines à quelques milliers de particules de taille nanométrique (1 à 100 nm). Elles se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Ces nanoparticules sont dispersées de manière homogène à l'intérieur du fluide de base. [12]

Les nanoparticules les plus employées pour les préparations des nano fluides sont les suivants :

- Les nanoparticules des oxydes métalliques
  1-l'oxyde d'aluminium
  2-l'oxyde de cuivre.
- Les nanoparticules métalliques :
  1-l'aluminium(AL).
  2-le cuivre (Cu).
- Les nanotubes de carbones (CNT) [12]

I.5.L'état de l'art

Le scientifique Azher M. Abed et all [14] : a évalué les effets de quatre types de nanoparticules sous un flux de chaleur constant, tout en examinant les effets des paramètres géométriques sur les champs thermiques et de débit. Les résultats ont montré que le nanofluide CuO était le plus efficace pour économiser de l'énergie et améliorer les performances thermiques. Pour parvenir à ces résultats, des tests en laboratoire ont été effectués et des outils statistiques ont été utilisés pour analyser les données.

Le scientifique Petro Kapustenko et all [15] : a étudié le processus de condensation de différentes vapeurs dans des applications industrielles et a exploré l'utilisation de l'Échangeur de Chaleur à Plate (PHE) pour améliorer la récupération de chaleur. Cependant, il a constaté que le PHE n'était pas efficace pour le refroidissement par des courants gazeux. Pour résoudre ce problème, il a proposé l'utilisation du PHE gazonné (GPHE), qui permet le démontage pour le nettoyage et la réparation mécaniques. Kapustenko a effectué des expériences en laboratoire et analysé les propriétés des plaques de transfert de chaleur pour s'assurer que le GPHE était capable de résister aux différences de pression.
En plus de **Petro Kapustenko :** a étudié différents types d'échangeurs de chaleur à plaques (PHE) et leurs avantages et limites spécifiques pour l'industrie. Il a également analysé les performances de différents types de PHE pour la condensation de vapeurs, en utilisant des expériences en laboratoire pour déterminer leur utilisation appropriée dans des conditions spécifiques.

Vakili-Farahani et all [16] : ont utilisé la thermographie infrarouge pour mesurer les coefficients de transfert de chaleur locaux dans deux géométries d'échangeur. Ils ont utilisé des visualisations de flux adiabatiques pour relier les modèles de débit avec le transfert de chaleur

observé. Les résultats ont montré que le coefficient de transfert thermique et le gradient de pression de friction augmentent avec le flux de masse et la qualité.

Dans cet article, **Kumar, S et all [17] :** ont examiné les méthodes d'amélioration de surface passives pour les écoulements monophasés et diphasiques dans différents types d'échangeurs de chaleur à plaques (PHE), ainsi que l'utilisation de nano fluides dans ces PHE. Ils ont constaté que l'angle de chevron est le paramètre géométrique le plus important pour modifier les propriétés d'écoulement, avec le coefficient de transfert de chaleur (HTC), le nombre de Nusselt (Nu) et la perte de pression (ΔP) augmentant avec l'augmentation de certains angles. Les paramètres géométriques optimaux pour un transfert de chaleur maximum sont β : 30°-60°, γ : 0,075-0,6 et φ : 1,18-1,3. Ils ont également suggéré que les nano fluides soient utilisés pour les conditions d'écoulement laminaire

Julia Haltiwanger Nicodemus et all [18] : ont mené une étude sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur immergé en utilisant différentes géométries de déflecteurs et de carénages. Ils ont utilisé des modèles à une boucle et à deux boucles pour capturer les dynamiques des fluides et prédire le transfert de chaleur et le taux de décharge d'énergie. Ils ont constaté que la géométrie droite simple était plus avantageuse que la géométrie complexe, et que le modèle à deux boucles était plus précis que le modèle à une boucle pour prédire les différences entre les déflecteurs par rapport aux résultats expérimentaux. L'étude s'appuie sur une étude expérimentale précédente menée par les mêmes Chercheurs

Dans cette étude, **GÜREL [19] :** a utilisé la méthode des volumes finis (FVM) pour étudier le transfert de chaleur de fusion dans les systèmes d'échangeurs de chaleur à plaques LHTES. Les résultats ont montré que le temps de fusion complet du PCM peut être réduit de 75 % pour les mêmes conditions aux limites et caractéristiques géométriques. Les performances thermiques optimales ont été obtenues avec la géométrie a, une température d'entrée du HTF de 62 °C, une épaisseur de plaque d'acier de 0,6 mm et le n-octadécane comme PCM. La méthode des volumes finis a permis d'obtenir des résultats précis pour le transfert de chaleur dans ces systèmes d'échangeurs de chaleur à plaques LHTES.

Dans cet article, **Shiang-Wuu Pernga et all [20]:** a utilisé un modèle numérique tridimensionnel pour étudier les performances des cellules des HT-PEMFC (pile à combustible à membrane échangeuse de protons à haute température) avec l'installation de déflecteurs à

différents endroits au bas des canaux de plaque bipolaire d'anode et de cathode, en utilisant l'algorithme SIMPLE-C.

En utilisant ce modèle, le scientifique a pu évaluer les performances de la pile à combustible en termes de puissance nette avec différents nombres de déflecteurs. Les résultats numériques ont montré que l'installation de cinq déflecteurs au fond des canaux avait la puissance nette la plus élevée. Ces résultats ont ensuite été vérifiés par des expériences internes mesurées.

Le scientifique **Xuefeng et all [21] :** Wang et all a développé un modèle tridimensionnel multiphase pour simuler l'écoulement convectif dans une pile à combustible à membrane échangeuse de protons (PEMFC). Il a utilisé l'effet d'inertie de Forchheimer pour modéliser l'application d'un déflecteur, qui est un moyen efficace d'améliorer le transport des réactifs et l'élimination de l'eau dans la PEMFC. Trois types de conception de champ d'écoulement ont été étudiés, avec PTBP et STBP formant respectivement une convection sur bloc et un flux croisé, ce qui améliore l'uniformité de la distribution des réactifs et élimine l'excès d'eau liquide. En résumé, Xuefeng Wang a étudié comment utiliser un déflecteur pour améliorer le fonctionnement d'une PEMFC en simulant son effet dans un modèle tridimensionnel multiphase.

Charaf-Eddine Bensaci et all [22] : a mené une étude numérique et expérimentale pour déterminer la position optimale des chicanes dans un aérotherme solaire afin d'améliorer ses performances thermiques et hydrauliques. L'étude numérique a été réalisée sur quatre cas différents avec des nombres de Reynolds différents, tandis que le modèle expérimental de l'aérotherme solaire a été fabriqué et utilisé pour valider le modèle numérique. Les résultats ont morné que les performances thermo hydrauliques ne dépendent pas uniquement de la forme ou des paramètres géométriques, mais aussi de la position des chicanes. L'effet des positions des réflecteurs sur les coefficients locaux de transfert de chaleur par convection a été étudié et la température optimale a été atteinte lorsque les chicanes étaient contenues dans la première partie du canal d'air. Somme, Charaf-Eddine Bensaci un commentaire étudié sur l'optimisation de la position des chicanes dans un aérotherme solaire en combinant des simulations numériques et des expériences.

Ali Abbas et all [23] : a mené une étude comparative sur les performances des échangeurs de chaleur à calandre et à plaques, avec des angles de chevron différents (45° et 75°). Pour mener cette étude, il a comparé les caractéristiques thermo fluides de la coque et du canal interne, en notant que le canal de coque a un schéma d'écoulement plus unidirectionnel et

une distribution de température uniforme. Les résultats ont montré que, avec un angle de chevron plus petit, le facteur de frottement dans le canal de coque était inférieur à celui du canal interne, alors qu'à un angle plus grand, les facteurs de frottement étaient comparables. Les performances du canal de coque avec un angle de chevron de 45° étaient meilleures à de faibles nombres de Reynolds en raison de son facteur de frottement inférieur, tandis que les performances de transfert de chaleur pour le canal de coque étaient meilleures que celles du canal interne à un angle de chevron plus élevé (75°). L'étude a également montré que le rapport d'aspect de l'ondulation a un impact sur les performances de transfert de chaleur, avec un rapport optimal de 0,75 pour le canal intérieur et de 0,53 pour le canal de coque. Pour mener cette étude, Le Chercheur Ali Abbas a utilisé des méthodes de comparaison des performances des échangeurs de chaleur à l'aide de facteurs de frottement et de transfert de chaleur, ainsi que des analyses des schémas d'écoulement et des distributions de température

Dans cet article, **Teng Xiong et all [24]** : présente une revue complète des études numériques les plus récentes portant sur les matériaux à changement de phase nano-améliorés (NePCM) pour le stockage d'énergie thermique (TES). Il examine en particulier la fusion et la solidification des NePCM dans différents types de conteneurs, tels que des cavités rectangulaires, des tubes, des cylindres, des sphères et des anneaux. L'article fournit des informations détaillées sur l'impact du type, de la morphologie, de la taille et de la concentration des nanostructures sur les performances de stockage et de libération de la chaleur. De plus, l'auteur compare les avantages et les inconvénients de différentes techniques d'amélioration du transfert de chaleur, telles que la dispersion des nanoparticules. Pour réaliser cette revue, Teng Xiong a probablement commencé par une recherche bibliographique approfondie des études les plus récentes sur les NePCM pour le stockage d'énergie thermique. Il a ensuite examiné les résultats de ces études, en portant une attention particulière aux types de conteneurs utilisés et aux effets des différentes variables sur les performances de stockage et de libération de chaleur. Enfin, il a comparé les résultats de ces études pour identifier les techniques d'amélioration du transfert de chaleur les plus efficaces.

L'article de **G.SRI VALLI et all [25] :** traite du développement d'échangeurs de chaleur expérimentaux et analytiques utilisant des échangeurs à plaques de forme ondulée et à angle de chevron. Les échangeurs de chaleur ondulés offrent une grande surface pour le transfert de chaleur par unité de volume, ce qui conduit à une performance thermique élevée grâce à un fonctionnement à contre-courant. Ces échangeurs sont utilisés dans divers domaines d'ingénierie.

Pour mener cette étude, **G.SRI VALLI** et son équipe ont probablement commencé par une revue de la littérature pour examiner les échangeurs de chaleur à plaques existants et les différents types d'ondulations possibles. Ensuite, ils ont développé des échangeurs de chaleur expérimentaux et analytiques utilisant des plaques de forme ondulée et à angle de chevron pour évaluer leur performance thermique. Ils ont peut-être utilisé des techniques de modélisation et de simulation pour prédire les performances des échangeurs de chaleur avant les tests expérimentaux. Les résultats ont probablement été comparés avec d'autres échangeurs de chaleur pour évaluer l'efficacité de ces échangeurs à plaques de forme ondulée et à angle de chevron.

A. Youcef et all [26] : ont mené une étude pour analyser le comportement dynamique et thermique des deux écoulements dans un échangeur de chaleur sans et avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides. L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer des élévations de température du fluide par l'effet des ailettes à la sortie de chaque section. L'utilisation des ailettes dans la veine dynamique demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances

Michael C et all [27] : présente la modélisation mathématique et la simulation d'arrangements complexes d'échangeurs de chaleur de plaque sous le foulage du lait, en utilisant des modèles dynamiques détaillésCe travail présente la modélisation mathématique et la simulation d'arrangements complexes d'échangeurs de chaleur de plaque sous le foulage du lait, en utilisant des modèles dynamiques détaillés

Ce chercheur, G. Glöckner et all [28] : ont dédié leurs efforts à explorer de nouvelles possibilités dans le domaine de la réfrigération. Leur attention s'est particulièrement portée sur les échangeurs thermiques à plaques-ailettes, jouant un rôle primordial, notamment pour les applications de puissances réduites à moyennes. Pour répondre aux besoins variés de la clientèle tout en garantissant une flexibilité de fabrication, ils ont développé une méthode novatrice de conception assistée par ordinateur (CAO). Cette avancée logicielle révolutionnaire intègre la simulation des conditions thermodynamiques, la représentation détaillée des machines, des différentes géométries des composants ainsi que la structure de leurs nomenclatures, facilitant ainsi la génération de plans et de dessins.

N. Kayansayan [29] : a étudié l'efficacité des échangeurs de chaleur à plaques-ailettes en tenant compte de la géométrie de la surface extérieure. Une série de dix configurations géométriquement différentes a été testée, variant le paramètre d'ailettages de 11 à 23, pour des nombres de Reynolds allant de 100 à 30 000. Les résultats obtenus sont satisfaisants avec les

études précédentes, avec une dispersion des données généralement de l'ordre de +/- 10%. Une corrélation entre le coefficient j, le nombre de Reynolds et les paramètres des ailettes a été établie. Les travaux de recherche menés par N. Kayansayan [2] ont apporté des contributions significatives pour améliorer l'efficacité des échangeurs de chaleur à plaques-ailettes et offrent une base solide pour l'optimisation de leur conception.

Cette étude menée par Giovanni A. et all [30] : examine les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de pression par frottement lors de l'ébullition des fluides R1234ze(Z) et R1233zd(E) à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à plaques brasées commercial (BPHE). Les chercheurs analysent les effets du flux thermique/flux massique, de la température/pression de saturation, des conditions de sortie et des propriétés du fluide. Les résultats indiquent que les coefficients de transfert de chaleur par ébullition dépendent principalement du flux thermique/flux massique et des conditions de sortie de l'évaporateur. Une surchauffe à la sortie de l'évaporateur entraîne une diminution du coefficient moyen de transfert de chaleur par ébullition dans toute la surface de l'évaporateur, en particulier pour le R1234ze(Z).

Maxime Perier-Muzet et all [31] : examinent l'impact des conditions de conception et de fonctionnement sur les performances des absorbeurs à plaques rainurées à film descendant intégrés dans une machine de réfrigération par absorption à eau-bromure de lithium. Les performances de ce composant sont décrites à l'aide de deux paramètres : l'efficacité massique et le débit massique de vapeur absorbée par unité de largeur de plaque. L'étude met en œuvre un modèle de transfert de chaleur et de masse validé à partir de données expérimentales spécifiques. L'efficacité de l'absorbeur, est généralisée afin de prendre en compte toutes les conditions de fonctionnement des absorbeurs.

I.6.Conclusion :

Dans ce premier chapitre, nous avons abordé des notions générales concernant les échangeurs de chaleur, qui trouvent des applications dans divers domaines. Cette étude se focalise sur les échangeurs à plaque comportant plusieurs déflecteurs flexibles adaptés à différents types de matériaux. Notre objectif est d'effectuer une analyse numérique de ces échangeurs afin d'améliorer leurs performances thermiques.

chapitreII.

Modélisation mathématique

II.1.Introduction

Le présent chapitre se concentre sur la représentation mathématique du transfert de chaleur et du mouvement biphasique laminaire des fluides incompressibles en régime variable, ainsi que sur l'approche des modèles de fermeture. Depuis quelques décennies, des scientifiques tels que Prandtl, Navier-Stokes et Reynolds ont découvert les lois fondamentales de la mécanique des fluides. Il appartient maintenant aux ingénieurs et aux scientifiques de les appliquer pour le bénéfice de l'humanité.

Dans l'ensemble, la mécanique des fluides est gouvernée par trois équations fondamentales : l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

Le chapitre suivant se penchera sur la modélisation de la diffusion de la matière dans les milieux poreux, ainsi que sur les mécanismes de transport impliquant les flux turbulents. Les scientifiques ont établi les fondements de la mécanique des fluides, tels que Prandtl, Navier-Stokes et Reynolds, il y a quelques décennies. Toutefois, il appartient désormais aux ingénieurs et aux chercheurs de mettre ces lois en pratique pour le bien de l'humanité. La mécanique des fluides est réglementée par trois équations fondamentales : l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

II.2.Les modes de transfert de chaleur

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique (diffusion thermique)
- Le rayonnement thermique
- La convection (libre / forcée)

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide. [32]

Le meilleur exemple regroupant ces trois modes de transfert thermique est celui de la casserole pleine d'eau qui chauffe, comme le montre le schéma ci-dessous :

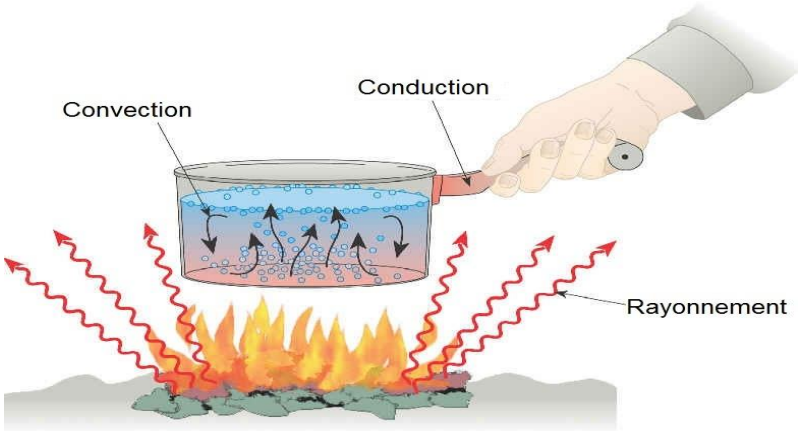


Figure II.1: 3 mode de Transfer thermique [33]

II.2.1. La conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier [32]

II.2.2.Le rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant [32]

II.2.3.. La convection :

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

II.3.Equation de transport de la dynamique :

Dans un repère cartésien, les écoulements newtoniens, incompressibles et visqueux sont quantifies par les équations définies dans les paragraphes ci après.

II.4.L'équation de la continuité :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément.

Elle exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de fluide qui entre et celle qui quitte pendant le même temps.

L'équation de continuité globale est donnée par :

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\vec{\nabla}\vec{V} \qquad \text{avec : } \left(\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V^p.\nabla^p\right) \qquad \ldots(II.1)$$

Dans un régime permanent on a donc :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0$$

II.5.L'équation de Navier-Stocks :

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stocks sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, le mouvement d'air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du XIX^e siècle, Claude Navier et George Stocks .

Donc on va utiliser les équations suivantes :

$$\overbrace{\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial t}}_{(3)} + U_j\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial X_j}}_{(4)}}^{(1)} = \overbrace{\underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X_i}}_{(5)} + V\underbrace{\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j\,\partial X_j}}_{(6)}}^{(2)} \qquad (II.2)$$

Est la conséquence de directe du théorème de quantité de mouvement.

(1) : terme force d'inertie.

(2) : terme force appliquée.

(3) : terme in stationnaire.

(4) : terme converti.

(5) : terme pression.

(6) : terme visqueux.

II.6.Décomposition de Reynolds (la décomposition statique) :

La décomposition de Reynolds est dite que tout champ$\emptyset$ ($\emptyset = U$ ou P) se décompose en un champ moyen $\overline{\emptyset}$. Et en un champ fluctuant $\emptyset$ de moyenne nulle [34].

$$\emptyset = \overline{\emptyset} + \grave{\emptyset}$$

Donc on aura le système suivant :

$$U_i = \overline{U}_i + u_i \qquad \text{(II.3)}$$

$$p = \overline{P} + P \qquad \text{(II.4)}$$

Les lettres minuscules désignent les fluctuants ou les écarts des valeurs par rapport à ces moyennes. Le symbole (-) désigne moyenne statistique ou moyenne d'ensemble (moyenne sur un ensemble de réalisation). Elle est définie comme la limite statistique de moyenne arithmétique prise à travers un certain nombre d'expériences réalisées dans les mêmes conditions générales d'écoulement. Cette moyenne vérifie les règles de Reynolds.

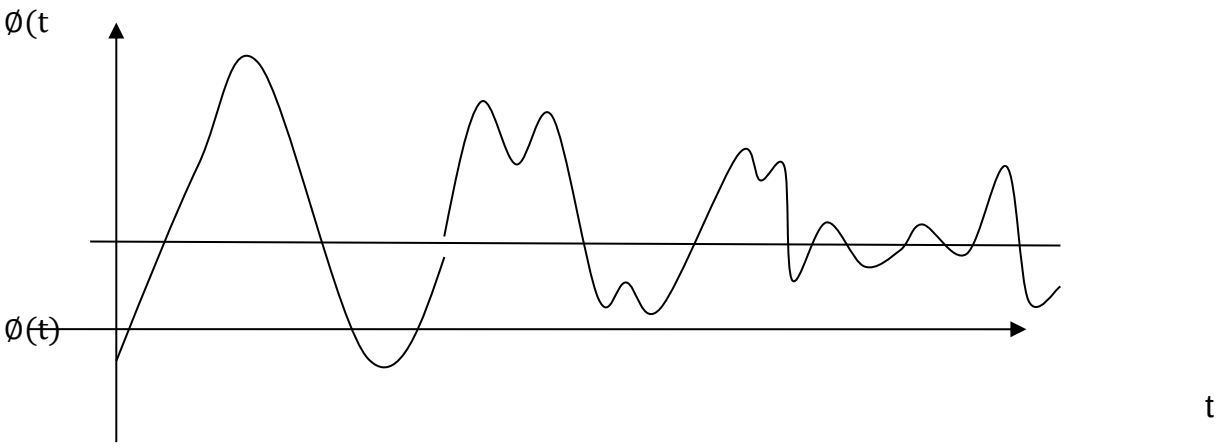


Figure II.2: Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne.

En appliquant les lois de la moyenne à deux quantités turbulentes quelconques f et g. On aura :

$\overline{(f+g)}=\bar{f}+\bar{g}$; $\overline{af}=\bar{f}a$; $\overline{\bar{f}g}=\bar{f}\bar{g}$; $\overline{\partial f/\partial \xi}=\partial \bar{f}/\partial \xi$

ξ:Variable d'espace ou de temps.

Dans le cas d'une turbulence stationnaire, les moyennes d'ensemble ne dépendent pas du temps. Dans le cas des écoulements homogènes, on pourra de même utiliser des moyennes spatiales.

La décomposition de Reynolds permet de distinguer l'écoulement moyen de l'écoulement fluctuant [34].

II.7.Traitement statistique des écoulements turbulents :

Nous avons dit que la turbulence consistait en des fluctuations aléatoires des grandeurs caractéristiques et par conséquent l'approche statistique est utilisée pour l'étude de ces écoulements.

Malgré le fait que la théorie statistique et la simulation numérique sont des options nobles, presque tous les efforts de recherche axée sur la turbulence ces derniers décennies ont utilisés le concept des moyennes temporelles des équations de Navier-Stocks résultant en des équations du mouvement, dites de Reynolds, en terme de grandeurs moyennes et de fluctuations.

En suivant l'idée originale de Reynolds (1895), on supposera que le fluide est à l'état turbulent non permanent et aléatoire, une solution turbulente est toujours une solution compliquée non stationnaire des équations du mouvement, présentant des fluctuations irrégulières dans l'espace et dans le temps,Pour résoudre les équations du mouvement il faut spécifier les conditions initiales des variables du mouvement (Peut) en tous points et à chaque instant.

Il est très difficile de capturer les fines perturbations sur une échelle ou l'incrément de temps est infinitésimal, on adopte alors une approche statistique et on s'intéresse à des équations moyennes, cela permet de décomposer la valeur instantanée $\emptyset$ a une valeur moyenne $\overline{\emptyset}$ et une fluctuation φ.On écrit alors :

$$\emptyset = \overline{\emptyset} + \grave{\emptyset} \qquad \textbf{(II.5)}$$

Avec : $$\overline{\emptyset} = \frac{1}{T}\int_0^T \emptyset \, dt$$

Ou T une grandeur comparer à la période de fluctuations.

Cette décomposition (décomposition de Reynolds) a un avantage considérable dans le traitement mathématique des équations de mouvement.

$\overline{\overline{U_\iota U_J}} = \overline{U_\iota U_J}$, $\overline{U_\iota U_J} = \overline{U_\iota U_J} + \overline{u_\iota u_j}$, $\overline{\bar{U}_\iota U_J} = \overline{U_\iota \bar{U}_J} = 0$

$\frac{\partial \bar{U}}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{T}\int_0^T \frac{\partial U}{\partial x}\partial t = \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{1}{T}\int_0^T U dT\right] = \frac{\partial \bar{U}}{\partial x}$

II.8.Les équations des mouvements moyennes :

Les relations fondamentales régissant l'écoulement d'un fluide incompressible sont les équations de Navier-Stocks et celles de continuité qui s'appliquent aux écoulements turbulents aussi bien qu'ux écoulements laminaires[34].

Si ce système d'équations a été résolu avec succès pour un grand nombre d'applications dans le cas d'écoulement laminaire [35], il est au contraire hors de question de calculer une solution complète quand il s'agit des écoulements turbulents dans un écoulement quelque peut complexe exigerait des capacités des machines de calcul.

La moyenne est à l'origine une moyenne d'ensemble (moyenne stochastique), c'est-à-dire qu'elle prise sur un ensemble d'expériences effectuées dans les conditions édéniques.

L'hypothèse d'périodicité [Favre, 1976] il est équivalent de considérer une expérience répétée une infinité de fois ou une seule expérience menée à l'infini dans le temps-permet le passage à des moyennes temporelles, et par conséquent un traitement statistique des équations. Les équations ne sont alors a priori valables que pour des écoulements stationnaires mais dans la pratique elles sont alors largement utilisée les cas in stationnaires.

Pour des écoulements à faible nombre de Mach, il est courant de considérer comme négligeables les fluctuations de la masse volumique [Schiste, 1993], ce qui se traduit par la relation suivante :

$$\rho = \bar{\rho}$$

En remplaçant dans les équations fondamentales expressions instantanées des écoulements par leurs expressions sous la forme de la relation (2.5), et en moyennant les équations obtenues, on obtient les équations suivantes :

II.8.1.Equation de continuité des mouvements moyennes :

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par moyenne de l'équation (2.1) :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_i} + \frac{\partial u_i}{\partial X_i} = 0 \qquad \textbf{(II.6)}$$

II.8.2.Equation de Navier-Stocks moyenne :

L'équation de Reynolds (obtenues par moyenne de l'équation (2.2) après avoir introduit la décomposition de Reynolds) :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \textbf{(II.7)}$$

On écrit finalement :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{\tau_{ij}} + R_{ij} \right) \qquad \textbf{(II.8)}$$

Introduisent les corrélations doubles $\overline{\rho U_i U_j}$ qui forment le tenseur des tensions de Reynolds, ce tenseur est symétrique et sa trace est égale au double de l'énergie cinétique de la turbulence.

La condition d'incompressibilité implique :

$$U_i \frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_i U_j}}{\partial x_j} ,$$

Les tensions de Reynolds ou les contraintes de Reynolds $\overline{\rho U_i U_j}$ peuvent etre s'ecrit sous la forme suivante :

$$\left[R_{ij}\right] = -\rho \begin{bmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{bmatrix}$$

Ou $\left[\tau_{ij}\right]$ est le tenseur des contraintes visqueuse, défini par :

$$\left[\tau_{ij}\right] = \Gamma \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \text{ avec } \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \Gamma \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j}$$

L'équation de la vitesse fluctuante est obtenue par différence (2.2) et (2.8)

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(V \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{U_i U_j} \right) \qquad \textbf{(II.9)}$$

La divergence des fluctuations de vitesse (équation obtenue par différence (2.1)-(2.6) est également nulle :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \qquad \textbf{(II.10)}$$

II.8.3.Equation de transport des tensions de Reynolds :

Les équations de transport sont de la forme générale :

$\frac{d\emptyset}{dt}$ =Production+diffusion-dissipation+sources additionnelles.

Ou $\frac{d}{dt}$: représente la dérivée particulaire (rappelons que $\frac{d\emptyset}{dt} = \frac{\partial \emptyset}{\partial t} + U_j \frac{\partial \emptyset}{\partial x_j}$).

Les équations de départ sont les équations (2.1) et (2.2) dans lesquelles on a introduit l'équation (2.3) et (2.4).On part de l'équation (2.2) :

$$\frac{\partial(\overline{U_l}+ U_i)}{\partial t} + (\overline{U_k}+U_k)\frac{\partial(\overline{U_l}+U_i)}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{P}+P)}{\partial x_i} + V\frac{\partial^2(\overline{U_l}+U_i)}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \textbf{(II.11)}$$

On fait la différence (2.9)-(2.7) :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_i}{\partial X_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_k}+\frac{\partial\left(u_k u_j-\overline{u_k u_j}\right)}{\partial X_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j}+V\frac{\partial^2 u_j}{\partial X_k \partial X_k} \qquad \textbf{(II.12)}$$

On peut écrire (2.10) pour l'indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_j}{\partial X_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_k}+\frac{\partial\left(u_k u_j-\overline{u_k u_j}\right)}{\partial X_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X_j}+V\frac{\partial^2 u_j}{\partial X_k \partial X_k} \qquad \textbf{(II.13)}$$

On multiple (2.12) par u_j et (2.13) par u_i et on somme les deux équations obtenues. En regroupant certains termes [9], il vient :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t}+U_k\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k}=-R_{ik}\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial x_k} - R_{jk}\frac{\partial \overline{U_l}}{\partial x_k}+\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_i}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{U_l U_j U_k}\right)-$$

$$\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right]-2V\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}+V\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k}$$

Cette équation fait apparaitre au second membre plusieurs contributions : les deux premiers termes traduisent l'action des gradients de vitesse moyenne sur le champ turbulent et représentent la production des tensions de Reynolds (son signe peut dans certain cas être négatif).Le terme de corrélation pression-déformation s'annule par contraction et réalise dons une redistribution d'énergie sur les composantes des tenseurs de Reynolds .

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t} + \overline{U_k}\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k} = P_{ij} + T_{ij} + D_{ij} - \varepsilon_{ij} + V\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \textbf{(II.14)}$$

T_{ij}: Transport diffusif du aux fluctuations de vitesse et aux fluctuations de pression.

P : Production.

ε_{ij}:Dissipation visqueuse (car il consiste un puits du à la viscosité moléculaire).

D_{ij}:Diffusion visqueuse.

L'équation (2.12) est appelée équation de tension de Reynolds ou équation des corrélations doubles

$$R_{ij} = \overline{U_i U_j}$$

II.8.4.Equation de l'énergie cinétique fluctuante :

K=1/2 R_{ij}

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \bar{U}_J\frac{\partial K}{\partial x_j} = -R_{iK}\frac{\partial \overline{U_J}}{\partial x_K}\left(U_K\frac{\overline{U_i U_J}}{2}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{U_J P}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(U_j\bar{P}\right) - V\frac{\partial U_j}{\partial x_K}\frac{\partial U_j}{\partial x_K} + V\frac{\partial^2 K}{\partial x_K \partial x_K}$$

(II.15)

Cette équation que l'on peut obtenir par contraction tensorielle de l'équation aux tensions de Reynolds, exprime que la variation de l'énergie cinétique de la turbulence est due aux effets des termes du second membre :

Production d'énergie par action des gradients de vitesse et pression ; dissipation visqueuse et enfin diffusion visqueuse.

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \overline{U_K}\frac{\partial K}{\partial x_K} = P + D - \varepsilon + V\frac{\partial^2 K}{\partial x_K \partial x_K} \qquad \textbf{(II.16)}$$

L'équation de K est utilisée notamment dans les modèles simplifiés a un ou deux équations de transport

II.8.5.Equation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante : [15]

Multipliant l'équation (2.9) par$\left(-2V\frac{\overline{u_k u_\iota}}{\partial x_j \partial x_j}\right)$ et prenant la moyenne, on obtient :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}+\bar{U}_J\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}=-2V\left[\frac{\partial \overline{U_K}\partial^2\overline{U_\iota}}{\partial x_j \partial x_j \partial x_K}+\frac{\overline{\partial U_K \partial U_\iota}\partial U_i}{\partial x_j \partial x_j \partial x_K}+\frac{\overline{\partial U_J \partial U_J \partial U_K}}{\partial x_K \partial x_j \partial x_K}\right]$$

L'équation du taus de dissipation de l'énergie turbulente est plus délicate a interpréter et a modéliser, elle est utilisée pour calculer l'échelle de longueur caractéristique de la turbulence.

II.9.Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :

II.9.1.Hypothèse de chou :

$$v_t=c_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$$

II.9.2.Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$$-\overline{u_\iota u_J}=v\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}k\delta_{ij}$$

II.9.3.Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t=L^2 m\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t=L^2 m\frac{\partial u_1}{\partial u_2}$$

Lm : Etant la longueur de mélange qui peut être détermine facilement pour un certain nombre d'écoulement.

II.9.4.Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov .

II.10.Modélisation du transfert de chaleur :

II.10.1.Equation d'énergie :

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en termes de température.

II.10.2.Transferts de chaleur en écoulements incompressibles :

La modélisation des transferts thermiques convectif et conductif en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative.

$$\rho_{C_P}\left(\frac{\partial T}{\partial t}+\nabla(VT)T\nabla V\right)+\alpha T=\nabla(\lambda\nabla T)+\emptyset+S$$

S(Le terme αT est un terme linéaire laissé à la libre utilisation de l'utilisateur ainsi que le terme source S

Le terme $\emptyset$ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante [36] :

$\emptyset = 2_{\mu} D_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}$ Avec $D_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$

Finalement le système à résoudre est le suivant :

II.11.Forme générale des équations du système :

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante [36] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_{\emptyset}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x c_{\emptyset}\emptyset)\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho v_y c_{\emptyset}\emptyset\right)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right)+S_{\emptyset}$$

Où :

$\emptyset$: Variable généralisée

$c_{\emptyset}$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_{\emptyset}$:Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

Le tableau suivant regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système :

Variable $\emptyset$	Coefficient d'advection $C_\emptyset$	Diffusivité $\Gamma_\emptyset$	Termes source $S_\emptyset$
V_x	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)-\delta\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
V_y	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)-\delta\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
T	1	$\frac{K}{\rho c^e}$	$\frac{\varphi}{pc^e}$
P	1	0	0

Figure II.3: Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

II.12. Conclusion :

Le but de ce chapitre est d'expliquer comment l'eau évacue la chaleur et comment cela peut être mesuré. Les modèles ASM et RSM sont utiles car ils permettent de mieux prendre en compte les effets d'histoire ou d'anisotropie de la turbulence. Les modèles d'ordre supérieur sont difficiles à utiliser car il y a peu de données expérimentales sur ce type de corrélation et la méthode est complexe. Les modèles RSM sont donc un bon compromis entre les modèles de viscosité turbulente et les modèles LES. La résolution analytique du problème est impossible, il est donc nécessaire d'utiliser des méthodes numériques, qui seront expliquées dans le chapitre suivant.

chapitreIII.

METHODE NUMERIQUE

III.1.Introduction

Dans ce chapitre on va utiliser la méthode de discrétisation des équations du chapitre 2 qui nous permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par la méthode numérique traditionnelles, Le procédé de discrétisation par élément fini consiste a écrire après intégration ,l'équation généralisée sous forme matricielle élémentaire.

Les trois méthodes numériques utilisées pour la résolution des équations différentielles partielles qui régissent les écoulements turbulents sont : la méthode des volumes finis, des différences finies et les éléments finis**.**

III.2.Méthodes de discrétisation

- Méthode des différences finies.
- Méthode des volumes finis
- Méthode des éléments finis

III.2.1.Méthode des différences finies :

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la Fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
- grande simplicité d'écriture. - faible coût de calcul.	- Limitation de la géométrie des domaines de calculs. - difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

Tableau III.1: Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies.

Consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
- grande simplicité d'écriture. - faible coût de calcul.	- Limitation de la géométrie des domaines de calculs. - difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

Tableau III.2:Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies.

III.2.2.Méthode des volumes finis :

Cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles comme la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis mais, contrairement à la méthode de différence finies qui utilise des approximations de dérivées, la méthode de volume fini utilise comme la méthode d'éléments finis, des approximations d'intégrales.

Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale.

La clé de cette méthode réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface.

L'un des principaux avantages de la méthode des volumes finis est d'assurer une conservation intégrale exacte des grandeurs quelle que soit la taille du maillage et c'est pour raison qu'elle est très largement utilisée pour la résolution des phénomènes gouvernés par des équations à dérivées partielles.

Avantages	Inconvénients
- Mise en œuvre relativement facile - Applicable aux géométries complexes	- Moins précis que les méthodes spectrales.

Tableau III.3:Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies.

III.2.3.Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'ils peuvent facilement être

programmés. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais ils ont été étendus à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les sommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux.

Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. L'opération de décomposition est le maillage. Un bon maillage doit faciliter les opérations prévues par un programme d'ordinateur. Il faut donc adopter une méthode systématique de numérotation des éléments et des nœuds.

Avantages	Inconvénients
- Traitement possible de géométries complexes. - détermination plus naturelle des conditions aux limites. - possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.	- Complexité de mise en œuvre coût en temps de calcul et en mémoire. -

Tableau III.4:Les avantages et les inconvénients de la méthode des éléments finies.

Dans ce qui suit on se limite a examiné uniquement la méthode des éléments finis, nous venons de décrire succinctement l'approche globale de cette méthode. Par la suite, nous exposerons les principales étapes mathématiques de discrétisation de l'équation de chaleur par cette dernière.

III.2.3.1.Maillage :

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on à tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la solution de l'équation aux dérivés partielles. Toutes ces opérations sont assistées par des logiciels dédiés à éléments finis.

Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage

repose sur la minimisation des éléments présentant des ≪distorsions≫ (skewness en anglais), et sur une bonne ≪résolution≫ dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc,. . .). Un bon maillage doit également être suffisamment≪ lisse≫.

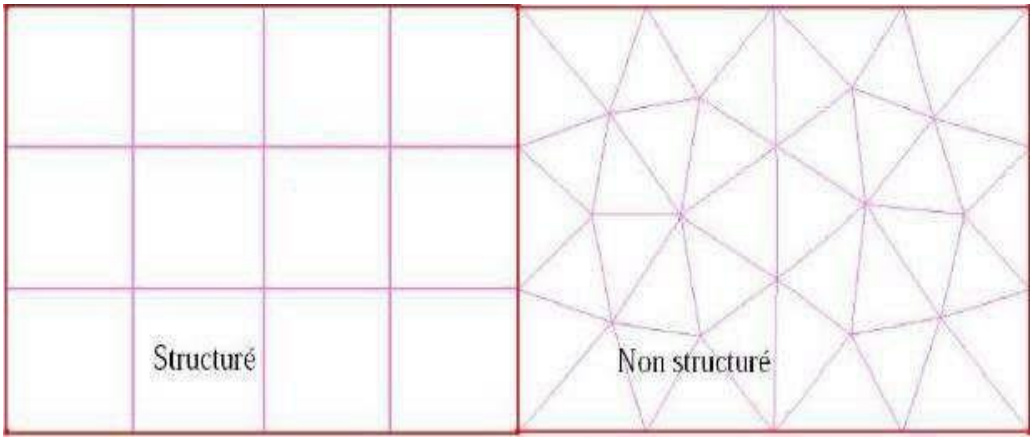


Figure III.1 : Maillages structure et non structure.

III.2.4.Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini : [16]

III.2.4.1.Bilan Thermique : Equation De Chaleur

Soit v une partie quelconque de V limitée par la surface s.

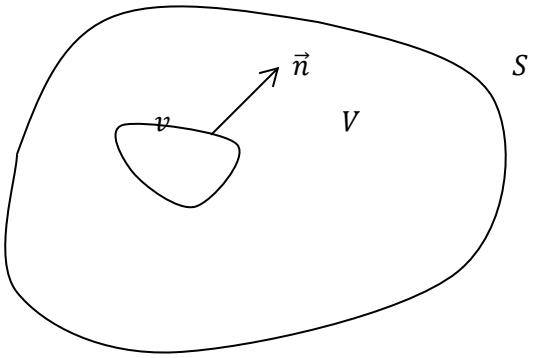


Figure III.2 :Bilan thermique

La puissance thermique stockée dans v est égale a la somme de la puissance thermique q générée par les sources volumiques contenues dans V et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface S [18]:

$$\int \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} dV = \int q dV + \int -\vec{n}\left(-\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{gard}T\right) ds \quad ....1$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - div(\bar{\bar{\lambda}} \overrightarrow{gard} T) q = 0$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (1) s'écrit dans le repère orthonormé $\{x, y\}$ [1,2]

$$\rho c_p \dot{T} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + q \quad ....2$$

Ou :

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

III.2.5.Forme discrétisée :Eléments finis

La solution analytique de l'équation (2) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galérien : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaine Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

III.2.6.la méthode de discrétisation :

Dans cette étude, la formulation des volumes de contrôle est adaptée puisque :

- Elle est simple dans la dérivation des équations algébriques.
- Elle exprime le principe de conservation pour un volume de contrôle, de la même façon qu'une EDP l'exprime sur un volume de contrôle infinitésimal.
- La solution obtenue implique la conservation intégrale de toutes les quantités (énergie, masse…) sur un groupe de volumes de contrôle ou sur tout le domaine de calcul.
- Elle est largement utilisée et testée.

Nous considérons l'équation de la chaleur en régime stationnaire et in-stationnaire [18].

III.3.Conclusion

Les modèles physiques établis dans le chapitre précédent prennent en compte tous les couplages entre les principaux phénomènes physiques impliqués, ainsi que la transition du domaine continu au domaine discontinu pour la résolution du problème.

Dans ce chapitre, nous avons présenté les trois grandes méthodes numériques couramment utilisées pour résoudre les systèmes d'équations aux dérivées partielles. Nous avons également développé la discrétisation de la forme générale des équations du système, y compris l'équation de la chaleur, en utilisant la méthode des éléments s finis, qui constitue la base d'ANSYS.

chapitreIV.

RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1.Introduction

Dans le prochain chapitre, une étude approfondie est présentée sur la résolution d'un problème d'écoulement turbulent avec la prise en compte de phénomènes de diffusion thermique. Pour atteindre cet objectif, un logiciel de calcul utilisant la méthode des éléments finis est employé pour discrétiser les équations de transport. Dans la première partie de cette étude, l'attention est portée sur l'impact de la présence de multiples déflecteurs dans un échangeur à plaque. Pour ce faire, nous appliquons un modèle mathématique décrit dans le deuxième chapitre à un écoulement conjugué avec différentes formes de géométries et de nombres de déflecteurs. Les paramètres dynamiques et thermiques obtenus grâce à la résolution numérique, tels que les profils de vitesse, de température et de pression turbulente, sont comparés pour évaluer l'effet des déflecteurs.

IV.2.Présentation d'ANSYS (APDL)

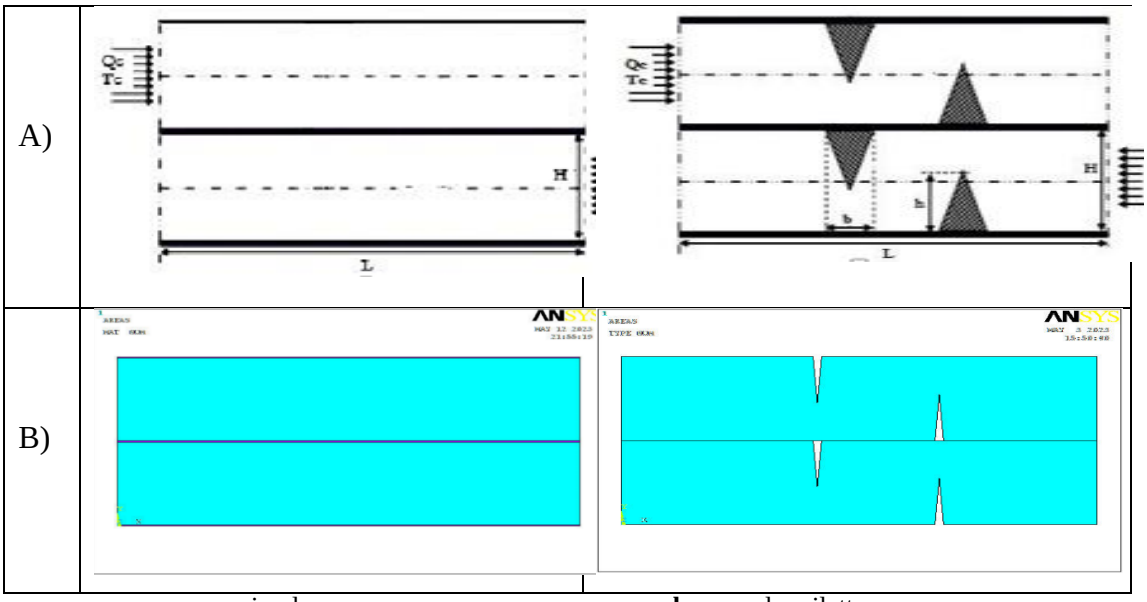
Le logiciel ANSYS est un outil polyvalent basé sur la méthode des éléments finis, qui est utilisé pour résoudre une grande variété de problèmes physiques, en particulier dans le domaine de la mécanique. Parmi les problèmes que l'on peut aborder avec ANSYS, on trouve l'analyse structurale statique et dynamique, linéaire et non linéaire, le transfert de chaleur, la dynamique des fluides, l'acoustique, l'électromagnétisme, et bien d'autres encore. ANSYS offre une plate-forme puissante et fiable pour la simulation numérique, ce qui en fait un outil précieux pour les ingénieurs et les scientifiques de nombreux secteurs différents.

Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique

- Type de calcul (2 Dou 3D)
- Choix de maillage
- Equation de résolues
- Condition aux limites
- Conditions initiales
- Mise en place d'obstacles
- Méthodes et paramètres numériques (choix des schémas, résidus….)

IV.3.Identification

IV.3.1.Géométrie

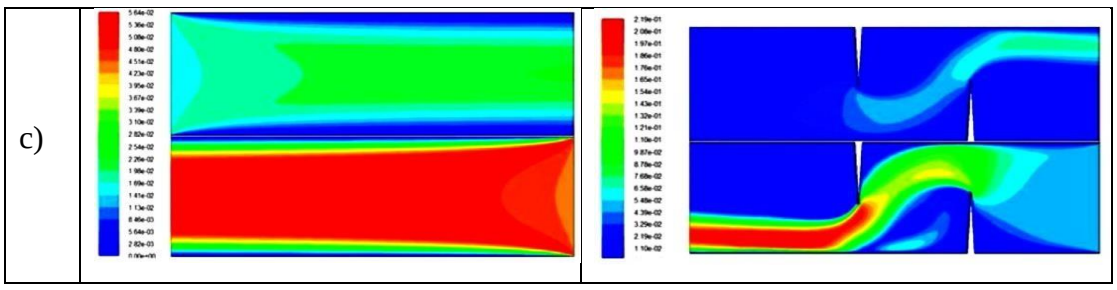


a- cas simple **b-** avec des ailettes

Figure IV.1 : géométrie de l'échangeur cas simple et cas avec des ailettes

Les données de dimensionnement de l'échangeur de chaleur sont tirées de la référence [26], à savoir: la longueur du canal: L = 0.554 m ; la hauteur du canal: H = 0.146 m ; la hauteur des ailettes: h = 0.08 m ; l'épaisseur des ailettes: b = 0.01 m ; la longueur entre l'entrée du canal et la première ailette: L1 = 0.223 m ; la longueur entre la sortie du canal et la deuxième ailette: L2 = 0.179 m.

Pour cette étude, nous avons choisi les données suivantes pour les deux fluides chaud et froid [26], à savoir : le débit de fluide chaud 0.003 kg/s à la température Tfe = 355 K et le débit de fluide froid 0.008 kg/s à la température Tfe = 300 K.



D)

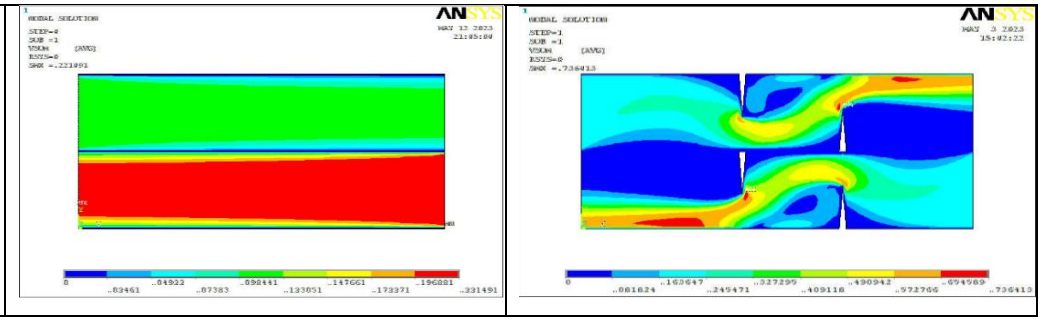


Figure IV.I.2: Distribution du champ de vitesse axiale dans la longueur du canal

E)

F)

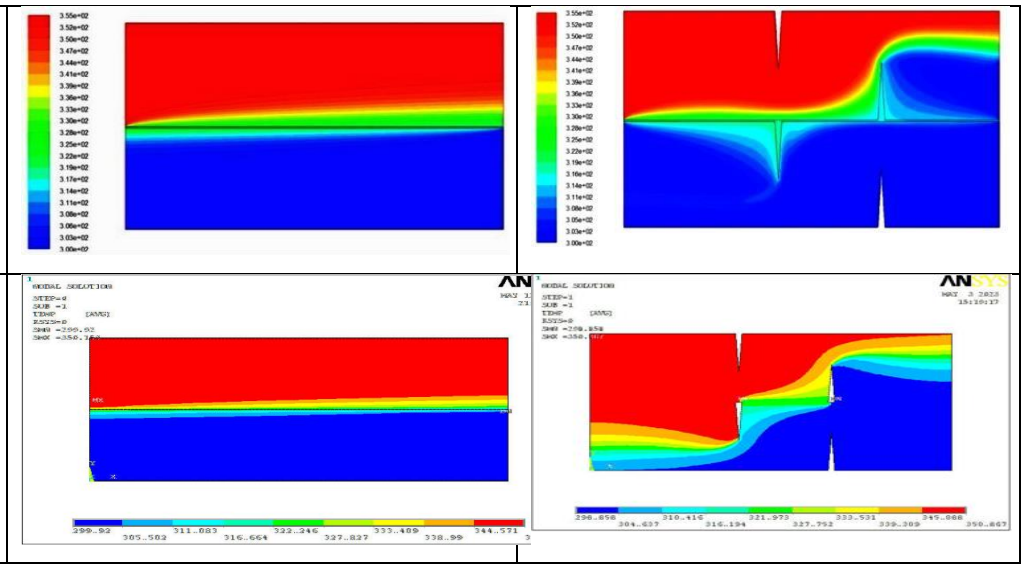


Figure IV.3 : Distribution de champ de température totale dans la longueur de canal

(A) et (C) et (E) : travaille développer par, A. Youcef 1* et R. Saim 2† [26].

(B) et (D) et (F) : notre travaille réalisée à l'aide du logicielle ; ANSYS.

IV.3.2.Description du domaine d'application

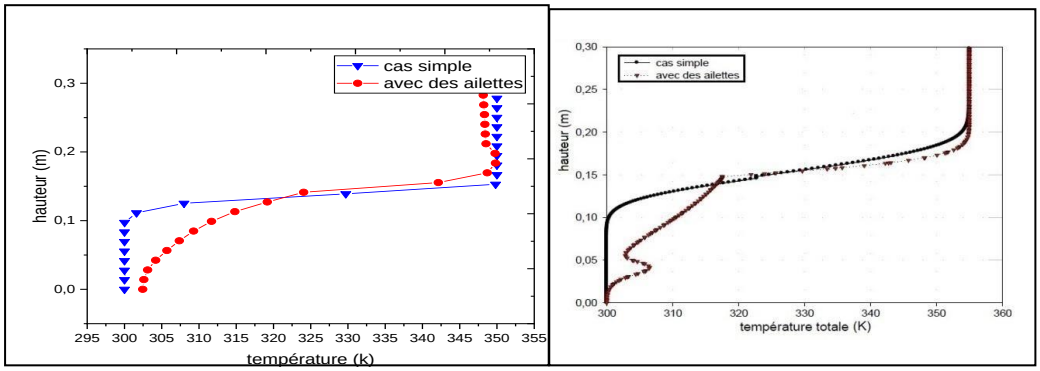
Le fluide utilisé dans cette étude est (l'air) ; dont les caractéristiques thermiques et dynamique sont données dans le tableau

	Lair
Chaleur spécifiqueCP [J Kg^{-1} K^{-1}]	1006.43
Conductivité [W m^{-1} k]	0.0242
Densité [Kg m^{-3}]	1.225

Viscosité [Kg m^{-1} s^{-1}]	1.78940-05

Tableau IV.1: Les propriétés thermiques et dynamique de fluide

IV.3.3.Profils de température totale dans des sections différentes du canal :



(F) (E)

Figure IV.I.4: Profils de la température totale x = 0.2m pour le cas simple et pour le cas avec des ailettes

(E): travaille développer par, A. Youcef 1* et R. Saim 2† [26].

(F) : notre travaille réalisée à l'aide du logicielle

La figure présente les profils de la température totale en aval de la première ailette dans les deux sections à x = 0.2m pour les deux canaux. On observe que la température de fluide froid reste constante dans le cas simple et par contre la présence de la première ailette qui se trouve dans la moitié supérieure du canal induit une forte augmentation de la température, et pour le fluide chaud, on n'observe aucune variation de la température dans les deux cas [26].

On compare les deux résultats représentée sur la figure(IV.4), nous constatons que nos résultats sont en bonne accord avec les résultats de simulation des A. Youcef 1* et R. Saim 2†

IV.4.Interprétation des résultats

IV.4.1.Géométrie

Afin de revoir et améliorer l'idée du chercheur, nous avons effectué une révision de la conception des échangeurs de chaleur à plaques en utilisant différentes configurations d'ailettes, dans le but d'obtenir de meilleurs résultats tout en conservant

la même propriété liée à (l'air) et après (le nano fluide 2.5 %) que le modèle précédent. Les résultats obtenus sont les suivants :

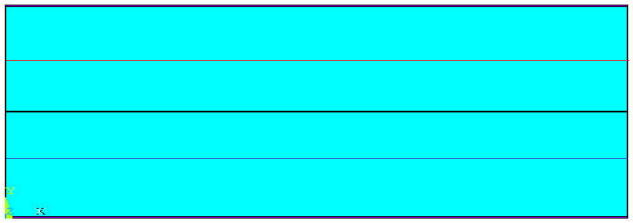
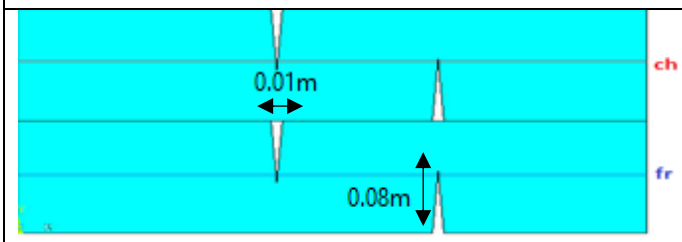
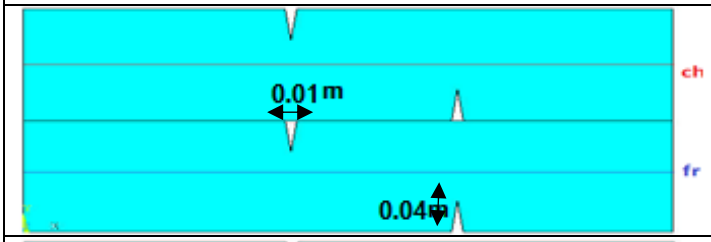
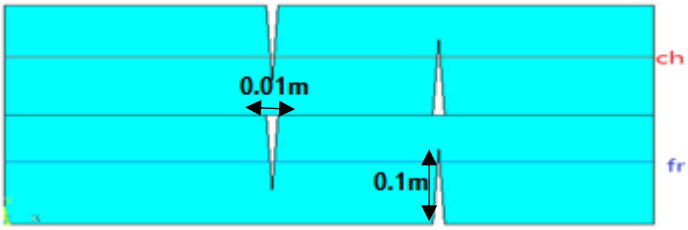
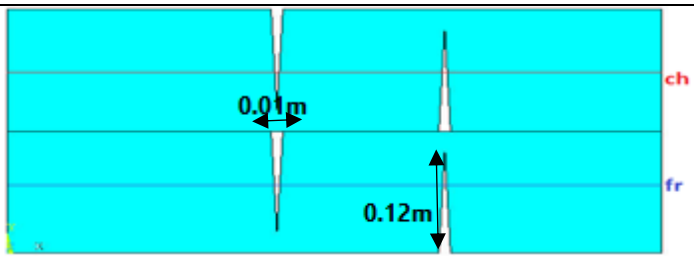
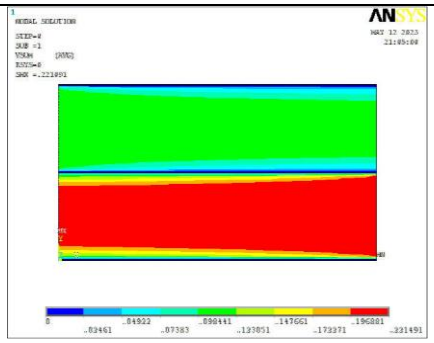
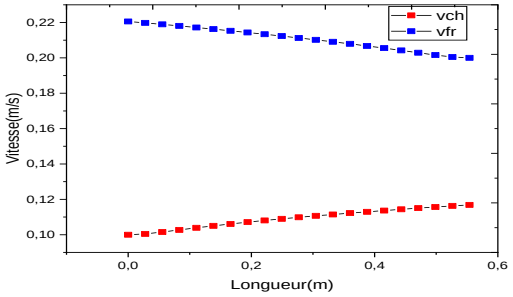
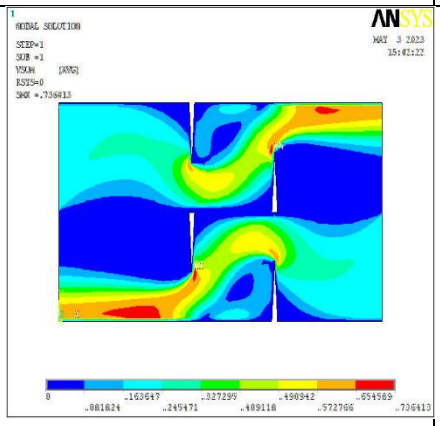
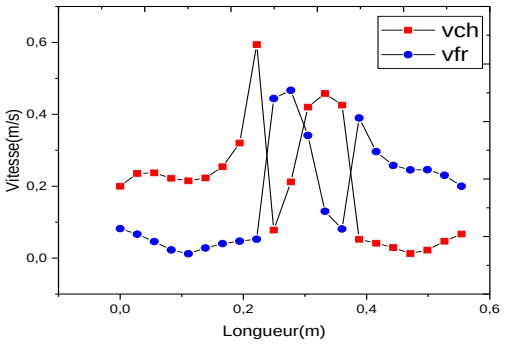
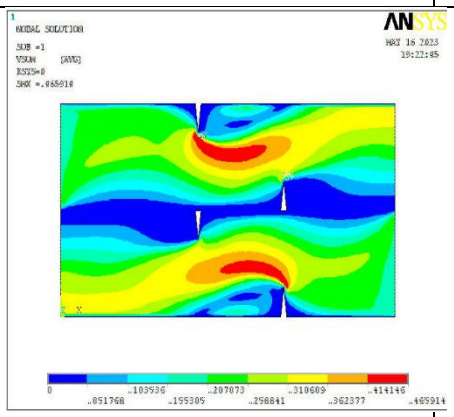
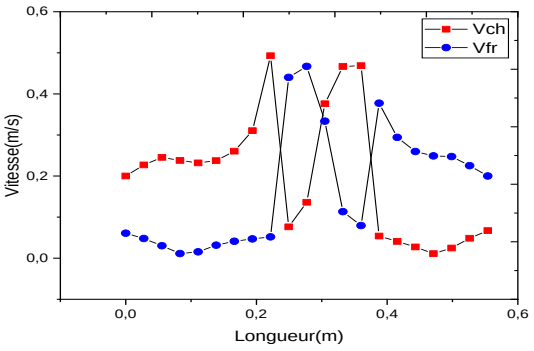
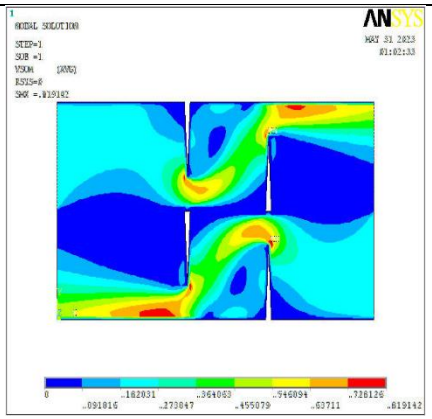
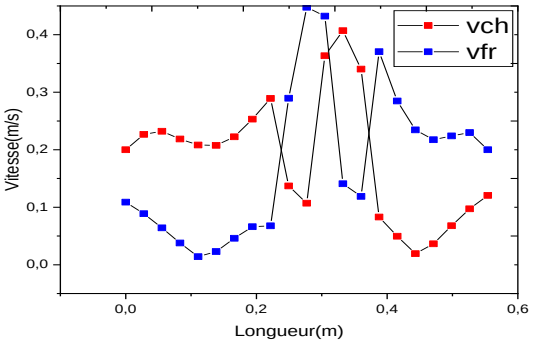
	Cas : 1 échangeur de chaleur simple
	Cas : 2 échangeur de chaleur avec des ailettes moyennes
	Cas : 3 échangeur de chaleur avec des ailettes courtes
	Cas : 4 échangeur de chaleur avec des ailettes longues
	Cas : 5 échangeur de chaleur avec des ailettes très longues

Figure IV.5: Déférence position sur l'échangeur de chaleur

IV.4.2.Champs de vitesse

Cas :1		
Cas :2		
Cas :3		
Cas :4		

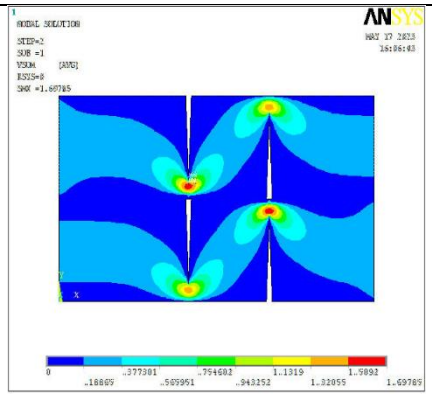
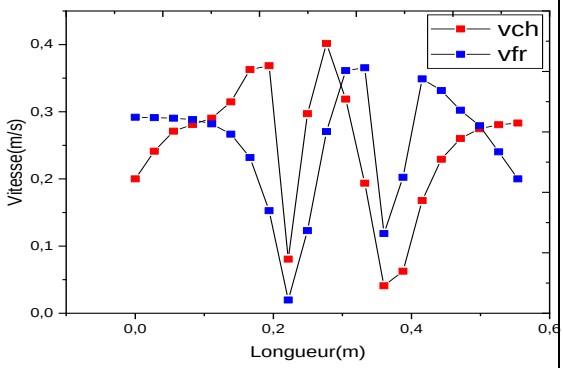
Cas :5		

Figure IV.6: profiles et distribution de champ de vitesse dans les long de les échangeurs

Les données présentent les variations de vitesse le long du canal, de l'entrée à la sortie. Voici les observations notables :

- Le fluide chaud atteint sa vitesse maximale au niveau de l'échangeur à ailettes moyennes, à la fois à l'entrée et à la première ailette. Ensuite, la vitesse diminue au niveau de la deuxième ailette à la sortie.

- En ce qui concerne le fluide froid, il atteint sa vitesse maximale dans l'échangeur à ailettes longue, puis diminue progressivement, Et l'échangeur à ailettes moyennes a donné approximativement la même valeur de la vitesse maximale de l'échangeur mentionné précédemment.

- Les autres échangeurs de chaleur ont donné des résultats similaires à ceux mentionnés précédemment.

- **Calcule :**

Calculer la vitesse moyenne du fluide chaud et du fluide froid, puis calculer ΔV :

ΔV :$V_{sortie} - V_{entrée}$

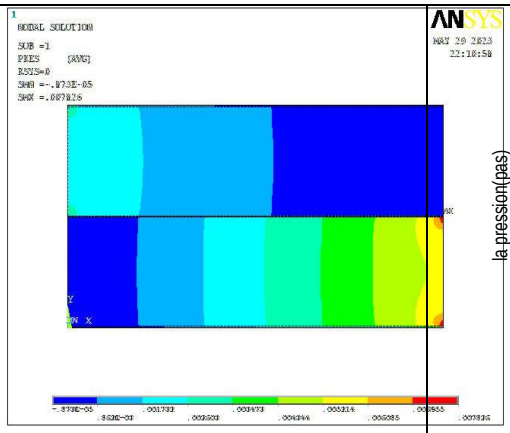
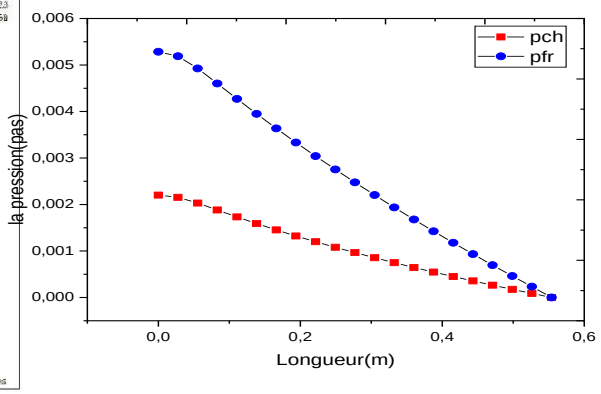
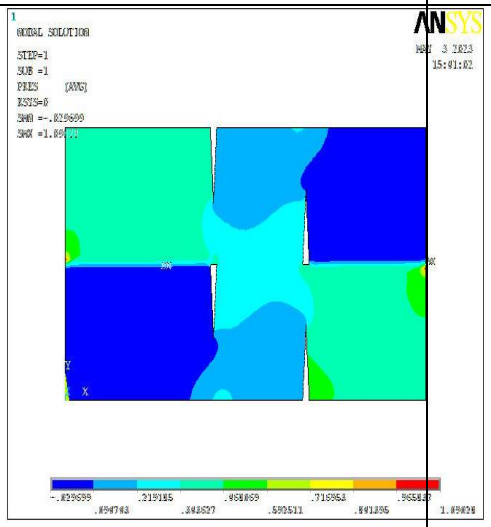
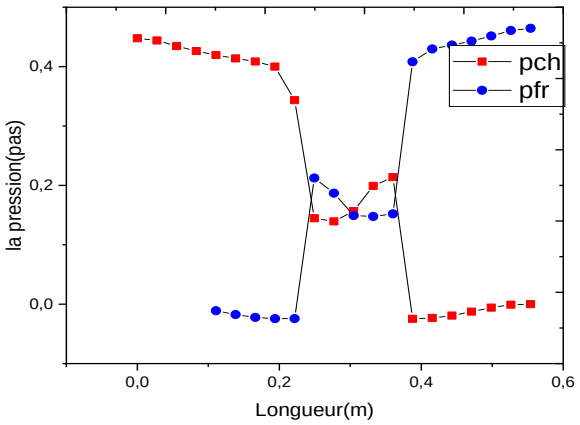
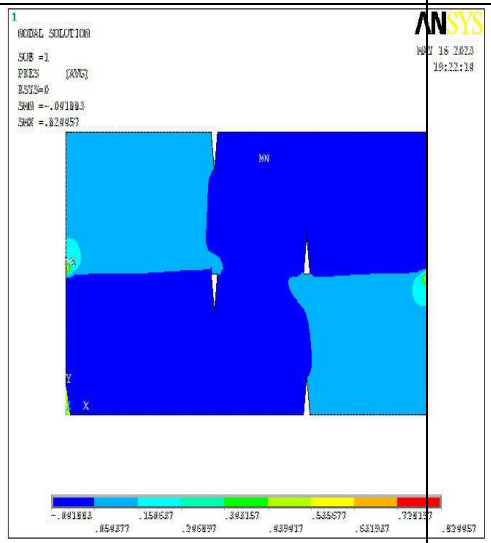
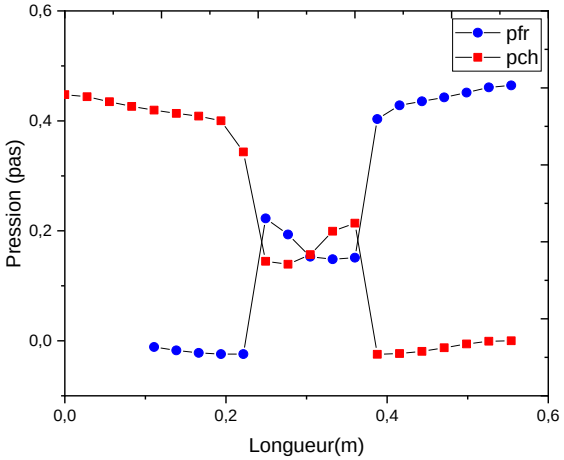
	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas5
ΔVmoyenne Sortie chaud	0.091341	0.184097	0.182	0.18059	0.18317
ΔVmoyenne Sortie froide	0.18106095	0.198274	0.18421	0.198608	0.187208571
ΔV chaud	-0.108659	-0.015903	-0.018	-0.01941	-0.01683
ΔV froide	-0.01893	$-1.726.10^{-3}$	-0.01579	$-1.392.10^{-3}$	-0.01279

Tableau IV.2Calcule la vitesse moyenne

D'après les calculs, nous concluons que la vitesse a diminué dans les cinq cas, et c'est parce qu'il y a perte de charge dans les échangeurs de chaleur.

La vitesse de l'échangeur de chaleur peut être améliorée lorsqu'une pompe est ajoutée à son entrée, la pression augmente et la vitesse du fluide augmente.

IV.4.3.Champs de pression

Cas :1		
Cas :2		
Cas :3		

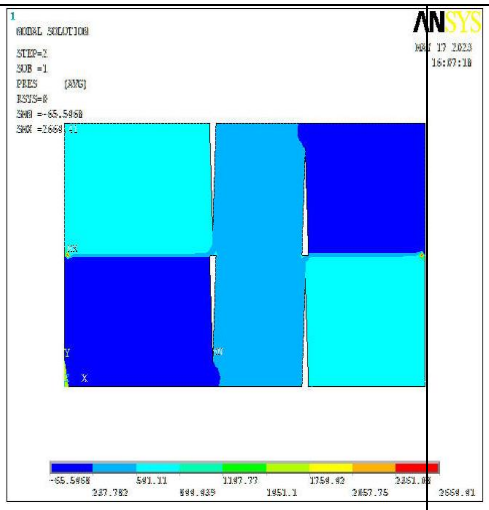
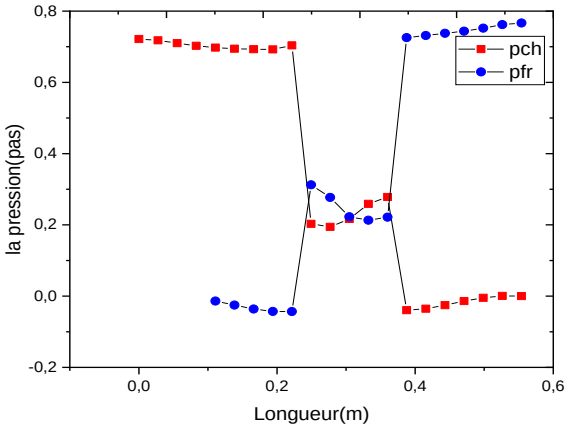
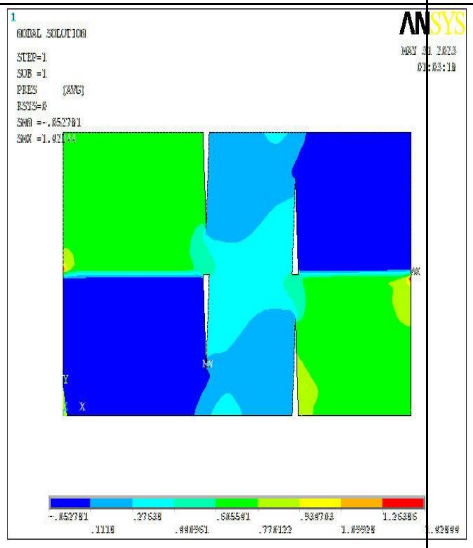
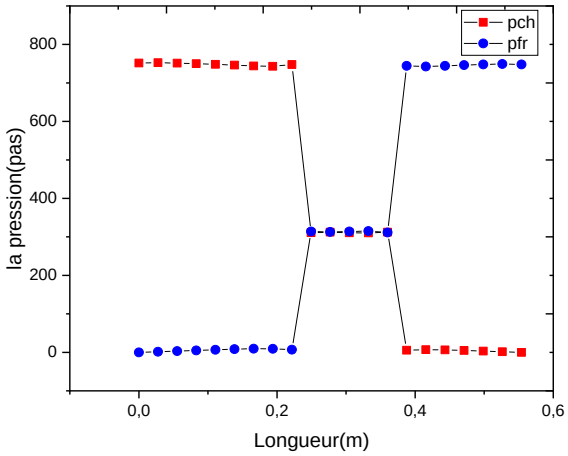
Cas :4		
Cas :5		

Figure IV.7: profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs

Les figures présentent les variations de pression le long du canal, de l'entrée à la sortie de l'échangeur à plaque. En analysant ces figures, nous pouvons observer les observations suivantes :

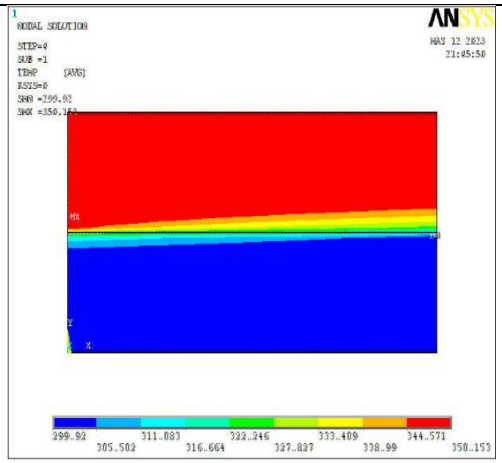
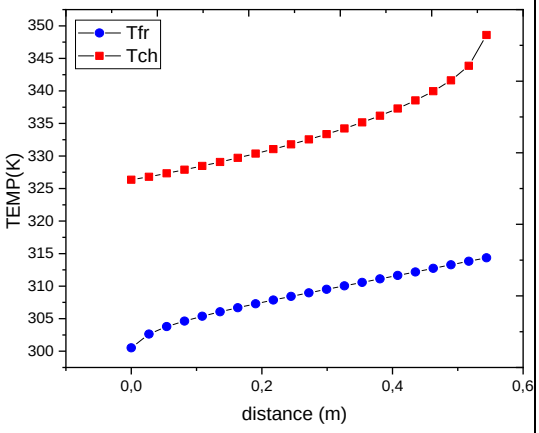
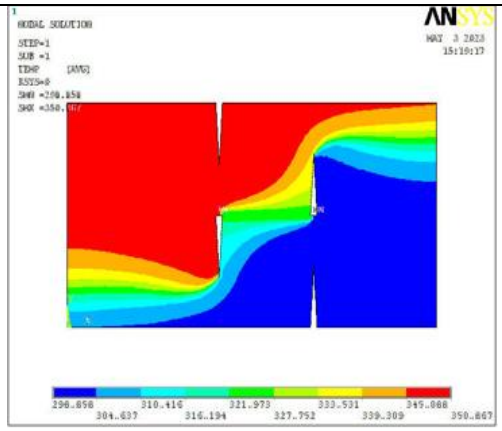
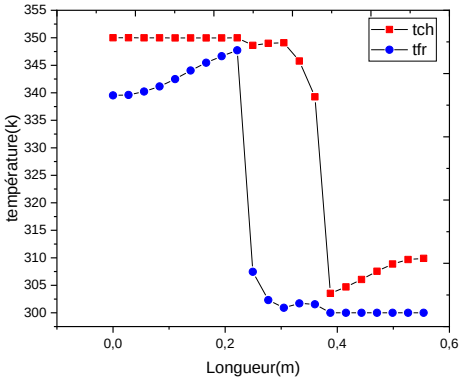
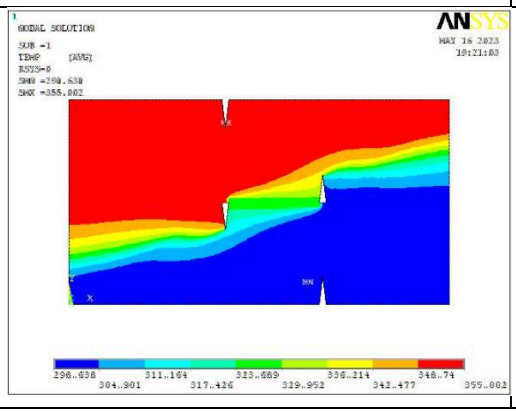
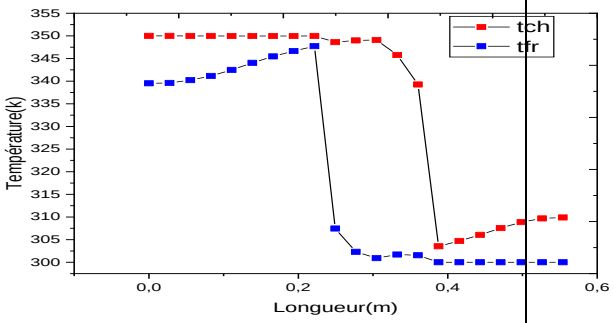
- Dans les quatre cas, nous constatons une diminution de la pression du fluide chaud, ce qui est attendu étant donné que le fluide chaud cède de la chaleur et perd de l'énergie thermique pendant son passage à travers l'échangeur. Cela se traduit par une diminution de la pression.

- En revanche, dans le cas de l'échangeur à ailettes longues, la pression du fluide froid atteint son niveau le plus élevé. Cela peut être dû à la conception spécifique de cet échangeur, qui favorise une meilleure circulation du fluide froid et entraîne une augmentation de sa pression.

- L'échangeur à ailettes très longues donne des résultats similaires, avec une pression élevée pour le fluide froid. Cela indique également une bonne efficacité de transfert de chaleur dans cet échangeur.

- Cependant, pour les autres cas, les résultats ne correspondent pas à nos attentes, ce qui suggère une moins bonne performance en termes de variation de pression. Il est possible que la conception ou d'autres facteurs influencent ces résultats.

IV.4.4.Champs de température

Cas :1		
Cas :2		
Cas :3		

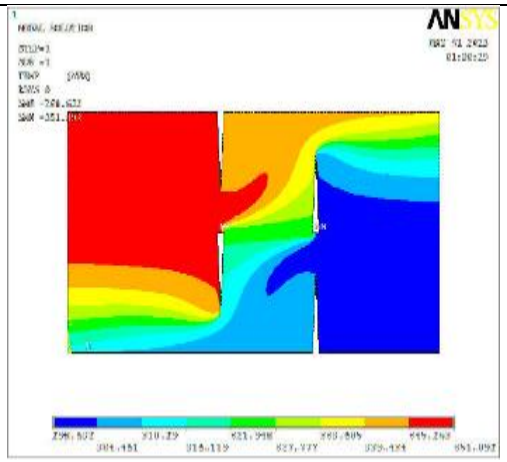
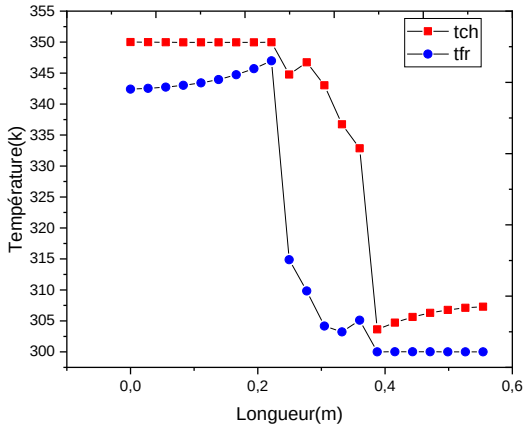
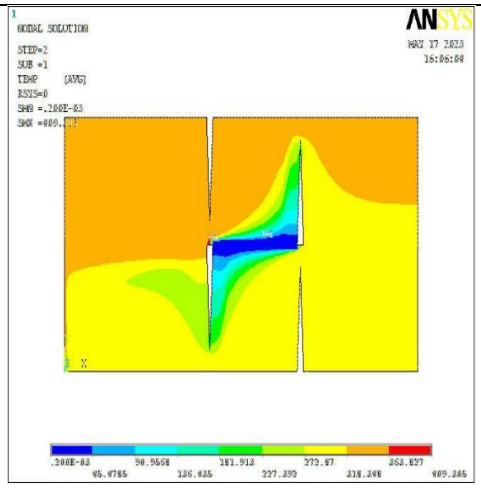
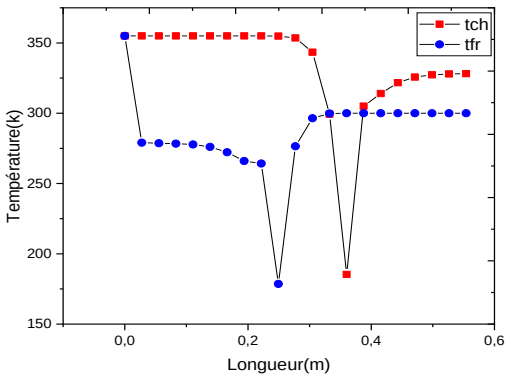
Cas :4		
Cas :5		

Figure IV.8 : profiles et profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs

de champ de température dans les long de les échangeurs

Les figures présentes les variations de température le long de toute la longueur du canal. Nous avons observé les éléments suivants :

Dans les cinq cas, il y a eu échange de chaleur entre les deux milieux avec le même fluide (l'air), à la même vitesse et pression.

Dans le premier cas, on observe que le fluide chaud a été refroidi à 327(k) tandis que le fluide froid a été chauffé à 315(k).

Dans le deuxième cas, on constate que le fluide chaud a atteint un maximum de refroidissement à 302(k) et qu'il est remonté à 308(k) à la sortie après la deuxième ailette. Le fluide froid, quant à lui, a été chauffé jusqu'à un maximum de 349(k), puis a diminué à 340(k) à la sortie après la deuxième ailette.

Dans le troisième cas, le fluide chaud s'est refroidi jusqu'à un maximum de 305(k) et est monté à 318(k) à la sortie après la deuxième ailette. Le fluide froid a été chauffé jusqu'à un maximum de 347(k), puis a diminué à 337(k) à la sortie après la deuxième ailette.

Dans le quatrième cas, le fluide chaud s'est refroidi jusqu'à un maximum de 304(k) et est monté à 307(k) à la sortie après la deuxième ailette. Le fluide froid a été chauffé jusqu'à un maximum de 347(k), puis a diminué à 343(k) à la sortie après la deuxième ailette.

Dans le cinquième cas, des modifications et des perturbations se sont produites en raison de la très longue ailette de l'échangeur. On constate que le fluide chaud s'est refroidi jusqu'à un maximum de 175(k) et est monté à 335(k) à la sortie après la deuxième ailette. Le fluide froid a été chauffé jusqu'à un maximum de 175(k), puis a diminué à 350 (k) à la sortie après la deuxième ailette.

- Afin de garantir les meilleurs résultats, nous procéderons au calcul de l'efficacitéε des échanges existants. Pour calculer ε doit rendre compte le ΔT moyenne :

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{min}}{T_{ec} - T_{ef}}$$

	Cas 1	Cas2	Cas3	Cas4	Cas5
ΔTmoyenne Sortie chaud	345.429	317.6586	333.7514	314.829	327.4062
ΔTmoyenne Sortie froide	302.5643	331.741	321.4638	344.9329	352.5471
l'efficacité ε	0.0466	0.5771	0.3863	0.7303	0.5017

Tableau IV.3:Calculer de l'efficacité

On conclusion :

$$\varepsilon_4 > \varepsilon_2 > \varepsilon_5 > \varepsilon_3 > \varepsilon_1$$

Les calculs, courbes et documents prouvent que l'échangeur de chaleur à longues ailettes est plus efficace que les autres échangeurs dans ce cas. Cela est dû à

une conception soigneusement réalisée qui a permis un échange de chaleur efficace et une perte de chaleur réduite.

Dans ce type d'échangeur de chaleur, nous avons mis l'accent sur l'optimisation de l'écoulement des fluides chaud et froid de manière uniforme et à une vitesse appropriée. Cela a entraîné une amélioration significative de l'efficacité du transfert de chaleur.

Quant aux autres échanges qui ont été réalisés, ils ont donné des résultats similaires et conformes aux attentes.

Pour connaître l'efficacité des échangeurs de chaleur précédents, nous avons proposé de les étudier avec un autre fluide et il : Lorsque de nano particule Al_2O_3 de 2.5 % sont mélangée à l'eau, cela crée un nano fluide [37].

Dont les caractéristiques thermiques et dynamiques sont données dans le tableau :

D'après les lois suivantes :

- $\rho_{nf} = (1 - \varphi)_{bf} + \varphi\rho_{np}$
- $cp_{nf} = (1 - \varphi)(cP_{bf} + \varphi)(cP_{np})$
- $\mu_{nf} = \mu_b(533.9\varphi^2 + 39.11\varphi + 1)$
- $k_{nf} = [k_{np}+2k_{bf}-2(k_{bf}-knp)/k_{np}+2k_{bf}+\varphi(k_{bf}-k_{np})]\ k_{bf}$

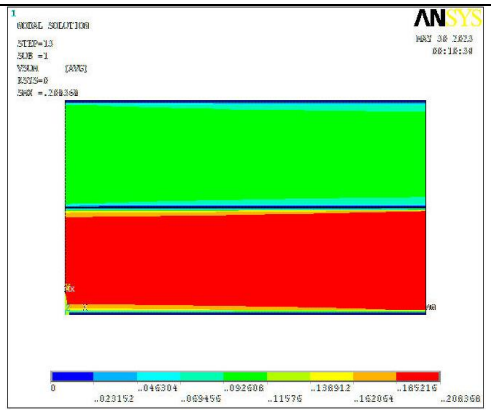
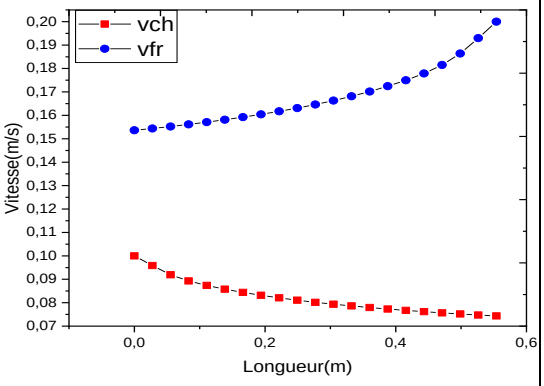
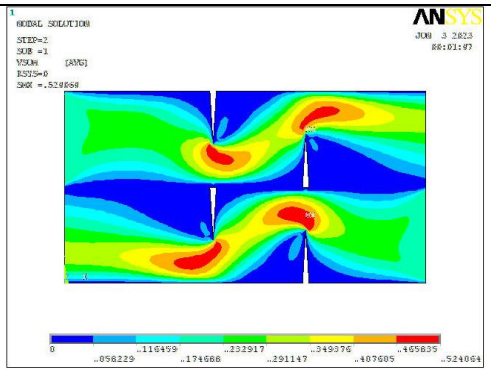
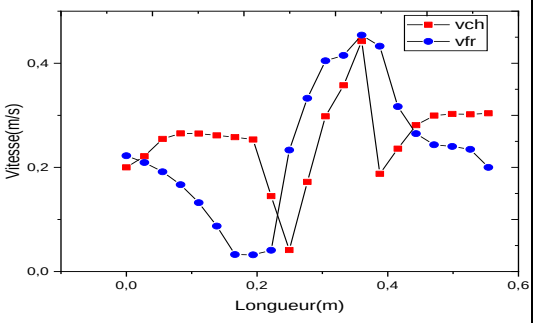
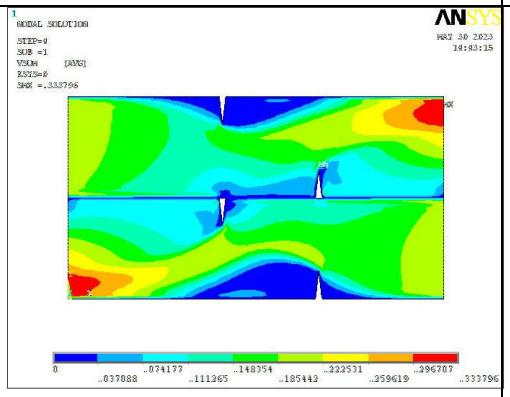
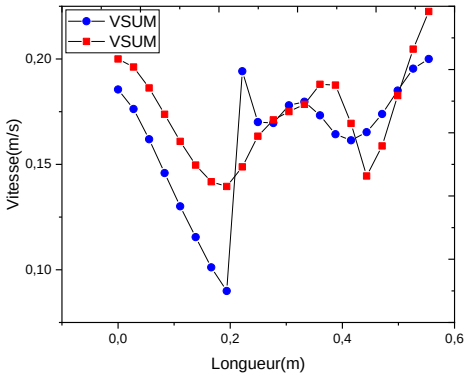
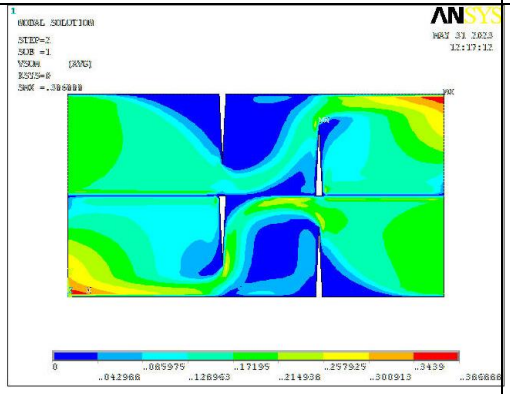
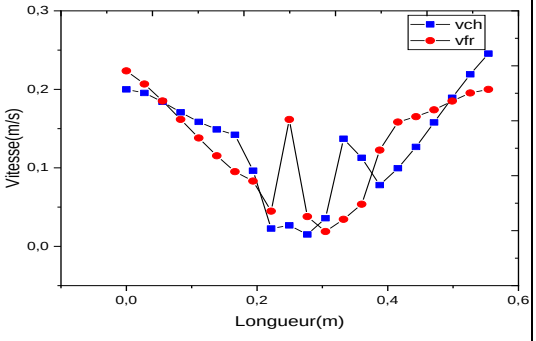
les propriétés thermiques de nanofluide sont :

Pour φ=0.025 :

	Nano fluid
Chaleur spécifiqueCP [J Kg^{-1} K^{-1}]	4092.3
Conductivité [W m^{-1} k]	0.74
Densité [Kg m^{-3}]	1091.325
Viscosité [Kg m^{-1} s^{-1}]	0.002

Tableau IV.4: Les propriétés thermiques et dynamique de fluide

IV.4.5.Champs de vitesse

Cas 1		
Cas 2		
Cas3		
Cas4		

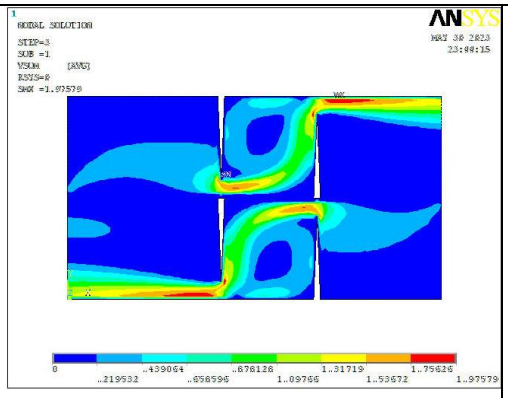
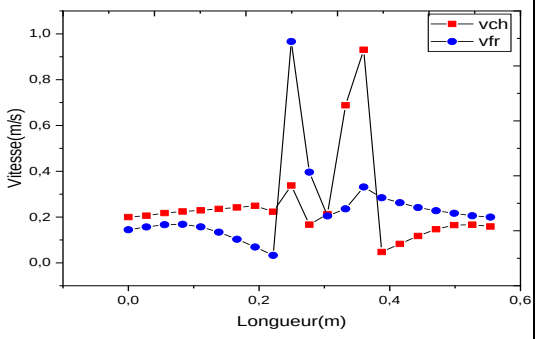
Cas 5		

Figure IV.9: profiles et distribution de champ de vitesse dans les long de les échangeurs (avec nano fluide)

Le document présente les variations de vitesse du fluide dans les échangeurs, de l'entrée à la sortie. Il est important de noter que dans le quatrième cas, la vitesse atteint son maximum à un mètre par seconde. Cela est dû à l'effet des ailettes qui obligent les particules du fluide à traverser l'espace entre la paroi de l'échangeur et les ailettes. Ensuite, la vitesse du fluide revient à 0,2 m/s au repos. Dans le 4 et 5 cas, la valeur de la vitesse est négligeable, atteignant 0 m/s, ce qui signifie qu'elle disparait temporairement avant de remonter et de se stabiliser à 0,2 m/s dans les autres cas.

Ces observations concordent avec les résultats obtenus à partir des courbes de vitesse. Des calculs supplémentaires ont été effectués pour confirmer ces résultats.

- Calculer :

Calculer la vitesse moyenne du liquide chaud et du liquide froid, puis calculer ΔV :

ΔV :$V_{sortie} - V_{entrée}$

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Cas5
ΔVmoyenne Sortie chaud	0.090873	0.182122	0.182966	0.198432	0.329977
ΔVmoyenne Sortie froide	0.190379	0.18687714	0.1828776	0.190651905	0.356333
ΔV chaud	-0.109127	-0.017878	-0.017034	$-1.568.10^{-3}$	0.129977
ΔV froide	$-9.621.10^{-3}$	-0.0131286	-0.017122	$-9.3480.10^{-3}$	0.156333

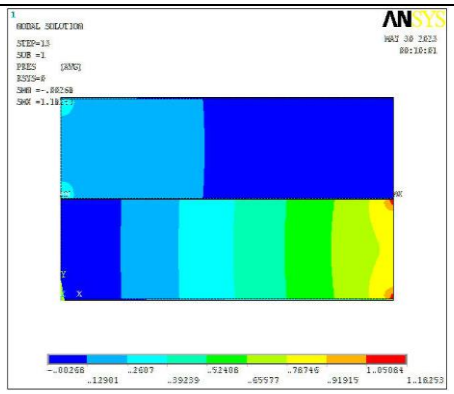
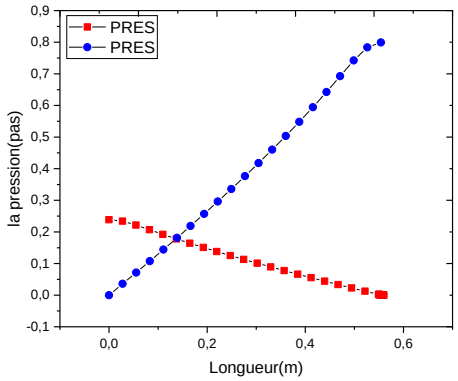
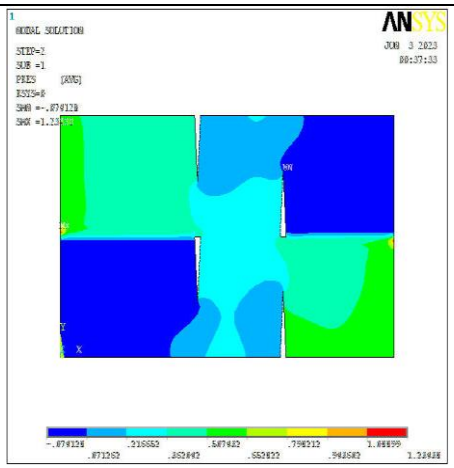
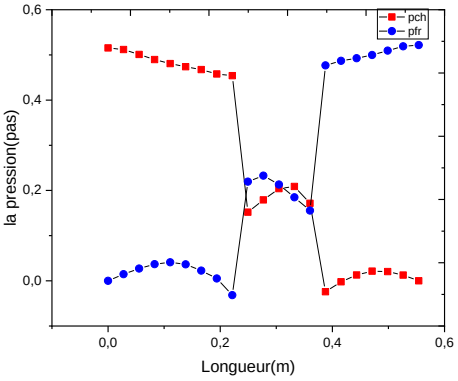
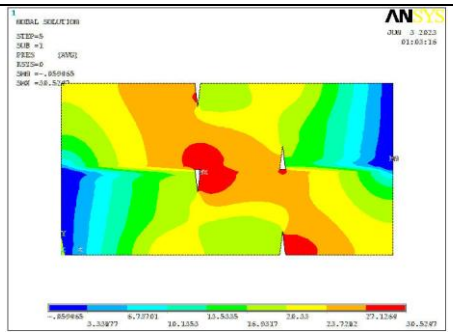
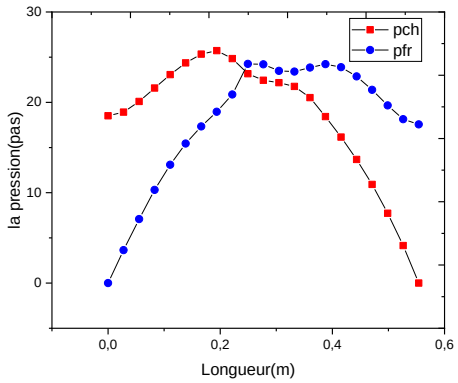
Tableau IV.5:Calculer la vitesse moyenne (avec nano fluide)

La vitesse à l'entrée est de 0,2, et avec les rétrécissements créés par les ailettes, cela a légèrement augmenté la résistance à l'écoulement du nano fluide. Cependant, grâce à la conception des échangeurs de chaleur, les particules secondaires ont subi

des collisions et des mouvements semi-circulaires et circulaires autour des ailettes, ce qui a entraîné une diminution de la vitesse, mais de manière négligeable.

Les données et les calculs réalisés confirment que l'échangeur de chaleur à longues ailettes a réussi à maintenir une vitesse stable, sans chute significative de l'entrée à la sortie, contrairement aux autres échangeurs. Cette conception efficace a permis de minimiser les pertes de vitesse et d'optimiser l'efficacité du transfert de chaleur.

IV.4.6.Champs de pression

Cas1		
Cas2		
Cas3		

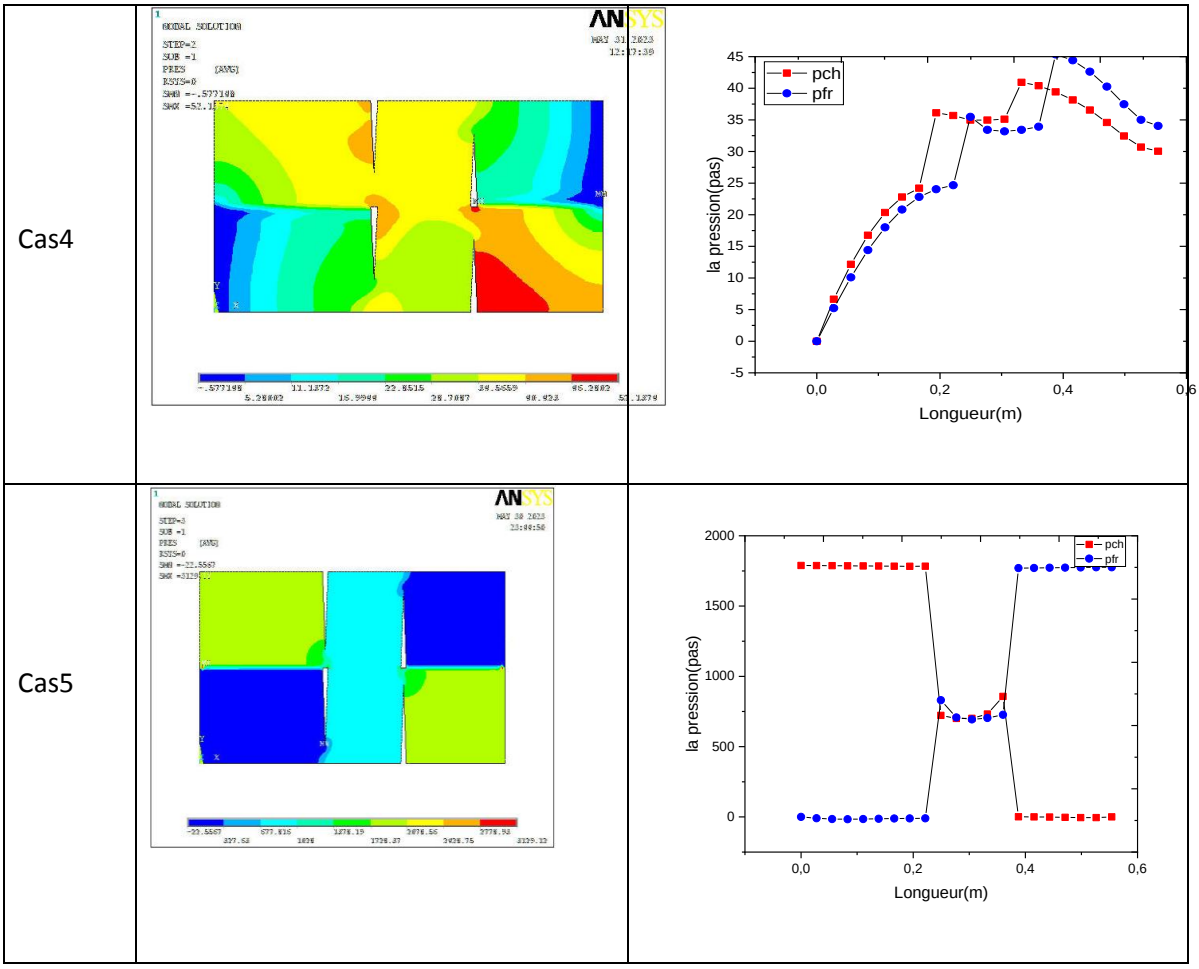


Figure IV.10 : profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs (avec nano fluide)

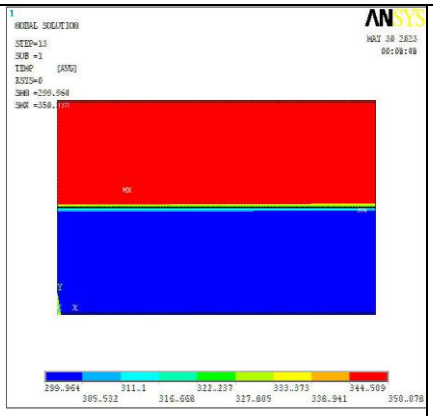
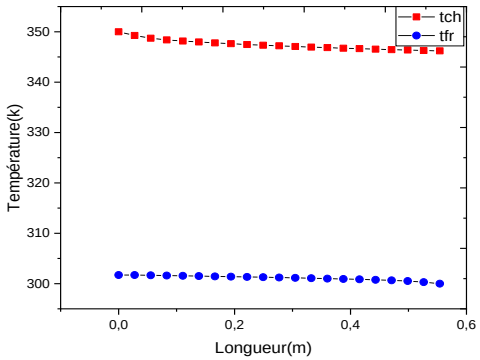
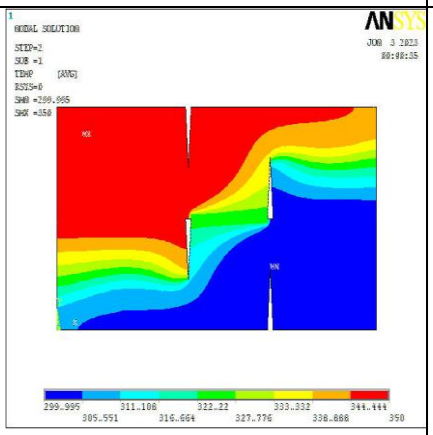
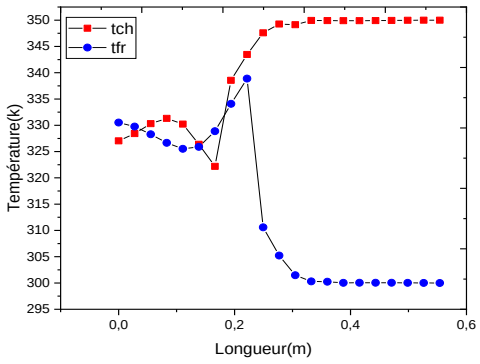
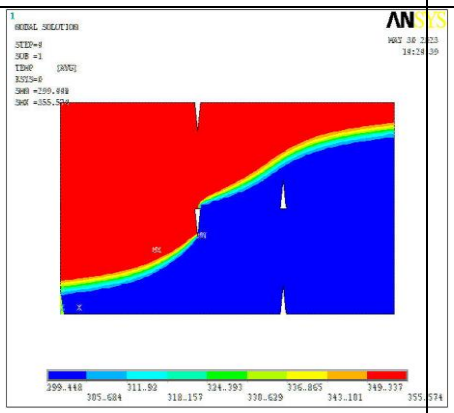
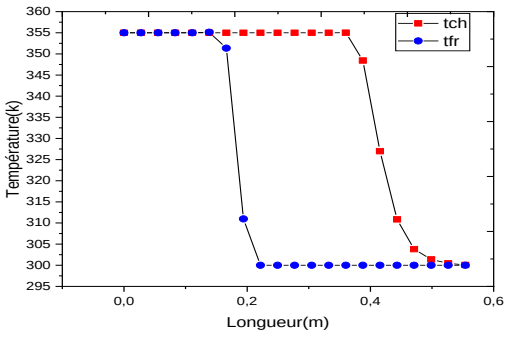
Dans les cinq cas étudiés, la pression du fluide chaud diminue, ce qui est attribué à sa transition vers un état plus froid avec un faible mouvement. En revanche, la pression du fluide froid augmente, atteignant une valeur maximale dans chaque cas.

L'échangeur de chaleur à très longues ailettes présente la pression maximale la plus élevée, atteignant 1700, suivi de près par l'échangeur de chaleur à ailettes longues. Dans ce dernier, la pression du fluide froid atteint 45, tandis que la pression du fluide chaud descend à zéro. Pour l'échangeur de chaleur à ailettes courtes, la pression du fluide froid atteint 25, puis diminue progressivement jusqu'à 18. Quant à l'échangeur de chaleur à ailettes moyennes, sa pression atteint 0,5, avec une diminution de la pression du fluide chaud jusqu'à zéro.

Dans le cas de l'échangeur de chaleur simple, la pression du fluide chaud diminue jusqu'à zéro, tandis que la pression du fluide froid augmente à 0,8. Ainsi, on peut conclure que l'échangeur de chaleur à ailettes longues présente la valeur maximale de pression, avec des résultats similaires obtenus pour l'échangeur de chaleur à ailettes

très longues. Cependant, l'échangeur à ailettes longues et l'échangeur à ailettes courtes présentent une pression plus faible pour le fluide chaud.

IV.4.7.Champs de température :

Cas1		
Cas2		
Cas3		

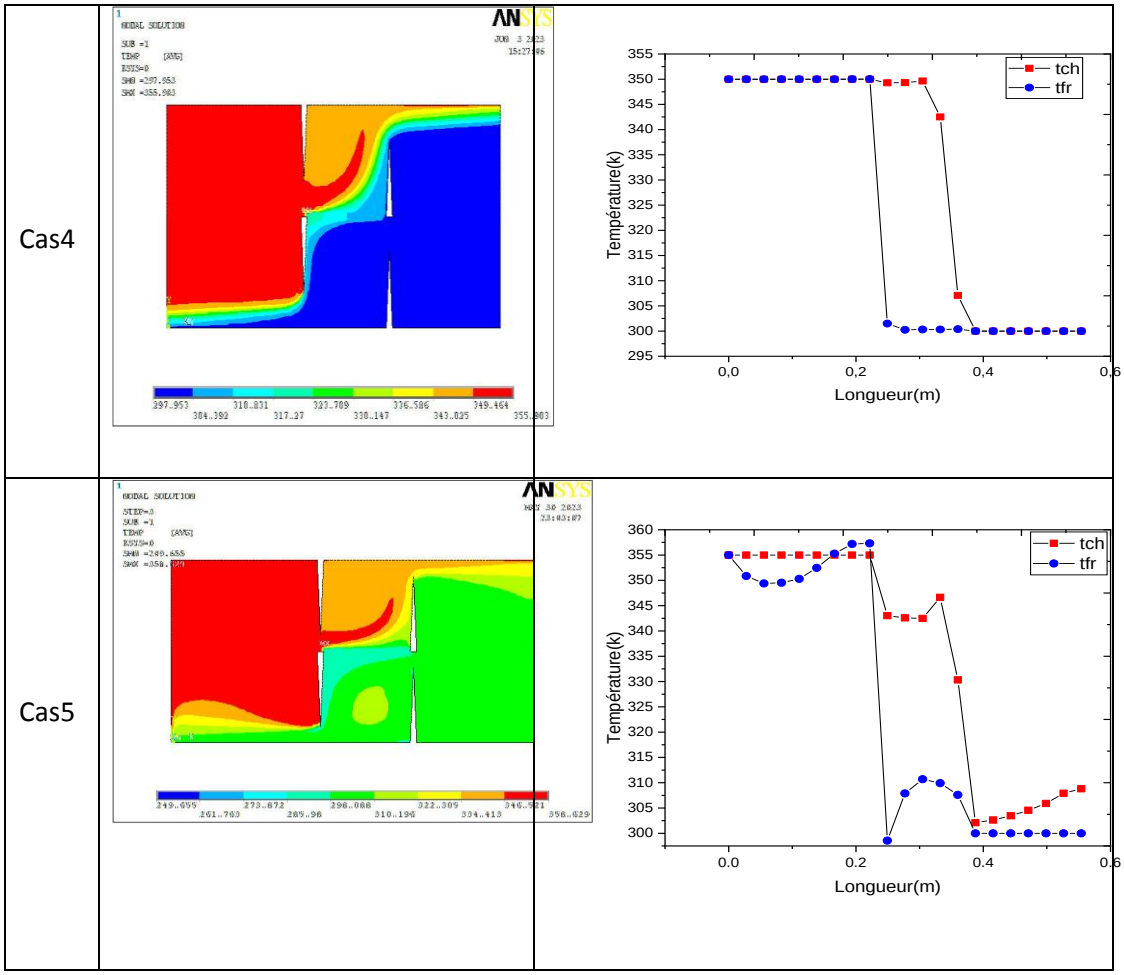


Figure IV.11 : profiles et profiles et distribution de champ de pression dans les long de les échangeurs (avec nano fluide)

Les documents représentent le flux des échanges thermiques et le flux des deux fluides, le fluide froid et chaud. Les meilleurs résultats que nous avons obtenus à la sortie de l'échangeur de chaleur étaient les suivants : le fluide chaud était refroidi dans l'échangeur à ailettes longues à une température de 300 (K), suivi des autres échangeurs. Le fluide froid, quant à lui, était chauffé à une température de 355 (K) à la fois dans l'échangeur à très longues ailettes et l'échangeur à ailettes courtes, et cela est dû à leur conception qui a permis aux deux fluides de circuler de manière équilibrée.

La conception des échangeurs de chaleur à ailettes longues et à ailettes courtes favorise un transfert de chaleur efficace entre les fluides chaud et froid. Cette conception permet une plus grande surface d'échange thermique et assure une meilleure interaction entre les fluides et les parois de l'échangeur. Ainsi, le fluide chaud est refroidi de manière efficace tandis que le fluide froid est chauffé de manière efficace.

En conclusion, grâce à leur conception, les échangeurs de chaleur à ailettes longues et à ailettes courtes ont permis d'obtenir les meilleurs résultats en termes de refroidissement du fluide chaud et de chauffage du fluide froid.

- Afin de garantir les meilleurs résultats, nous procéderons au calcul de l'efficacitéε des échanges existants. Pour calculer ε doit rendre compte le ΔT moyenne :

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{min}}{T_{ec} - T_{ef}}$$

	Cas 1	Cas2	Cas3	Cas4	Cas5
ΔTmoyenne Sortie chaud	348.1105	324.1519	314.5148	305.1919	311.9176
ΔTmoyenne Sortie froide	300.1314	327.7919	340.089	344.1448	349.9838
l'efficacité $\mathcal{E}$	$2.3890.10^{-3}$	0.5053	0.7288	0.8026	0.7833

Tableau IV.6: calcule de l'efficacité (avec nano fluide)

On conclusion :

$$\varepsilon_4 > \varepsilon_5 > \varepsilon_3 > \varepsilon_2 > \varepsilon_1$$

L'échangeur de chaleur à ailettes longues s'est avéré être plus efficace que les autres échangeurs de chaleur. Cette efficacité est attribuée à la conception des ailettes longues, qui améliore le transfert de chaleur et favorise l'écoulement du fluide chaud et froid, tout en réduisant les pertes thermiques. Les autres échangeurs ont également donné des résultats similaires et satisfaisants.

La conception des ailettes longues permet d'augmenter la surface d'échange thermique, ce qui favorise un meilleur contact entre le fluide et les parois de l'échangeur. Cela facilite le transfert de chaleur et réduit les gradients de température entre les milieux chauds et froids. Par conséquent, la température du fluide chaud diminue de manière plus efficace, tandis que celle du fluide froid augmente de manière plus efficace.

En conclusion, l'utilisation d'un échangeur de chaleur à ailettes longues a démontré son avantage par rapport aux autres types d'échangeurs en termes d'amélioration de l'efficacité du transfert de chaleur et de réduction des pertes thermiques.

IV.5.les résultats avec déflecteur :

Nous concluons notre travail en étudiant les déflecteurs flexibles de l'échangeur de chaleur et en étudiant la vitesse, la pression et la température à différents instants

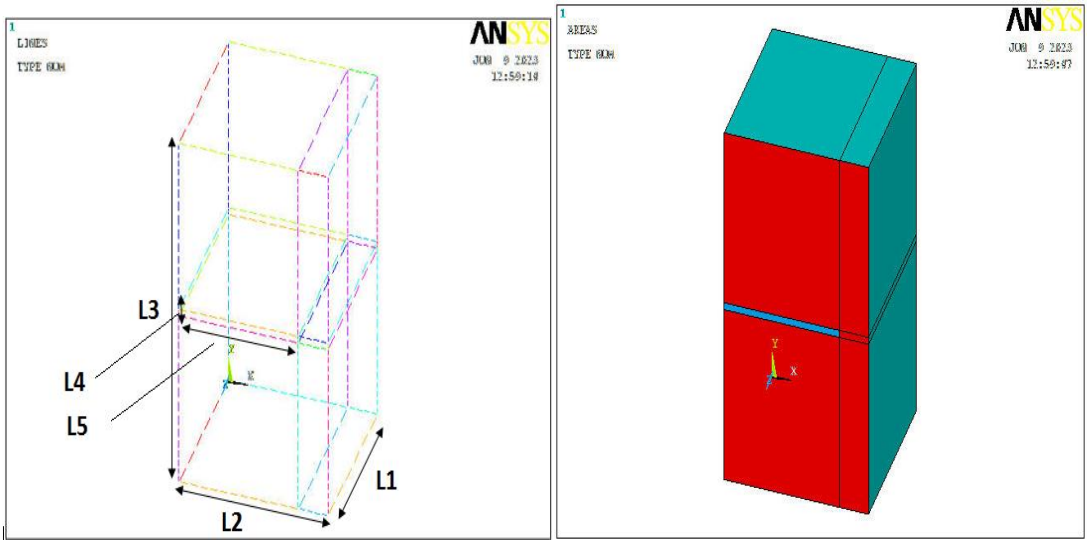
IV.5.1.Description du domaine d'application :

Les matériaux utilisé dans cette étude sont (Acier inoxydable) qui constitue les parois de l'échangeur et le déflecteur (plastiques polypropène) ; Ainsi que le fluides sont (air) ; dont les caractéristiques thermiques et dynamique sont données dans le tableau.

	Lair	Acier inoxydable	plastiques (**polypropène)**
Chaleur spécifique CP [J Kg^{-1} K^{-1}]	1006.43	456	2.3
Conductivité [W m^{-1} k]	0.0242	15	0.24
Densité [Kg m^{-3}]	1.225	7780	0.00091
Viscosité [Kg m^{-1} s^{-1}]	1.78940-05	/	/
Le module de young [MPa]	/	/	2500
Le coefficient de poisson	/	/	0.42

Tableau IV.7: Les propriétés thermiques et dynamique des matériaux et les fluides

IV.5.2.La géométrie :



Figure(IV.2) : représentation spatial des géométries étudier

L1 [m]	L2 [m]	L3 [m]	L4 [m]	L5 [m]
0.5	0.5	1	0.02	0.4

Tableau IV.8: Dimensionnement de la géométrie

IV.5.3.Maillage

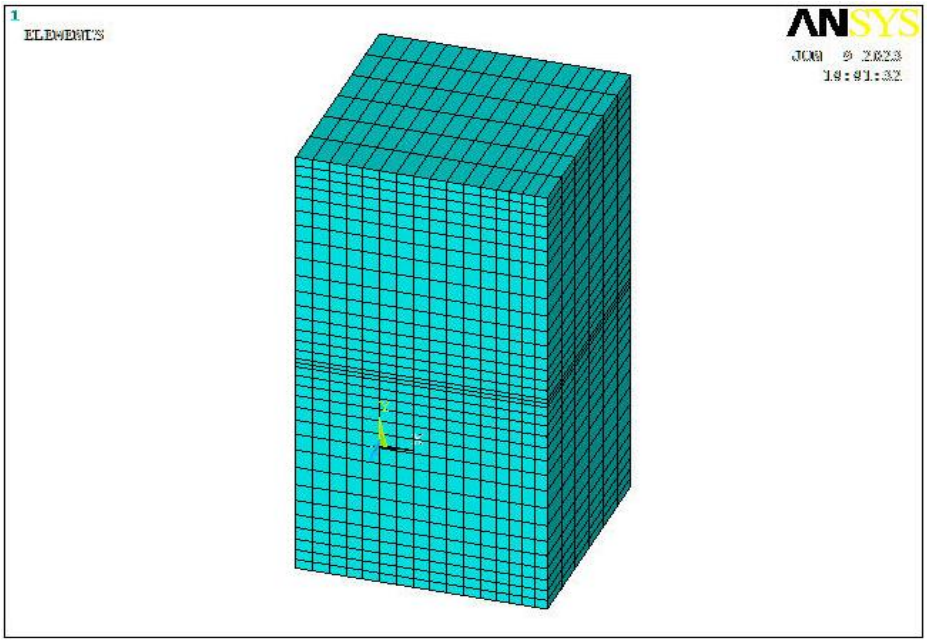


Figure IV.12 : maillage de l'échangeur

Les figure ci-dessus présente la géométrie de la plaque et détaille le maillage de modèle en éléments finis (plusieurs nœuds).

IV.5.4.Les conditions aux limites

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent confiné exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées autour du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle.

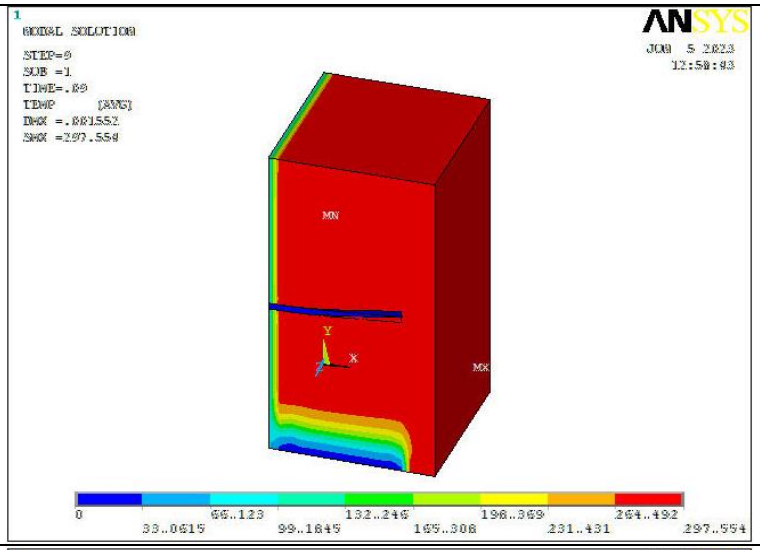
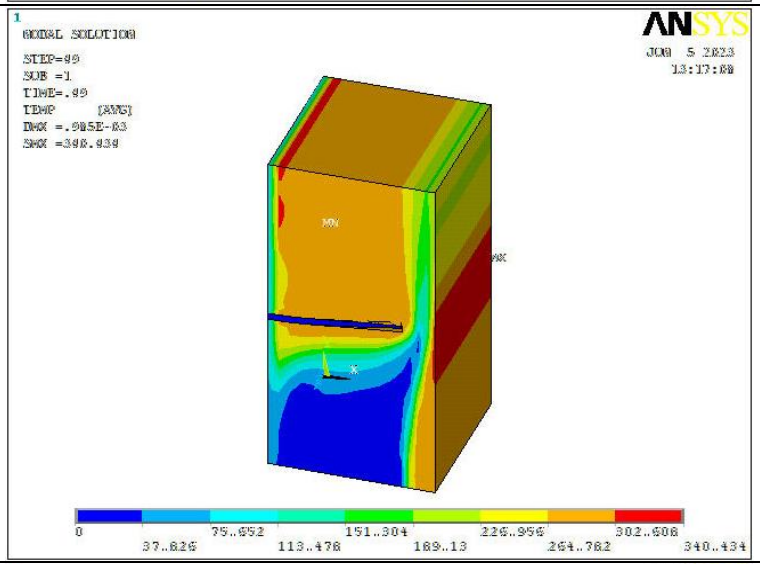
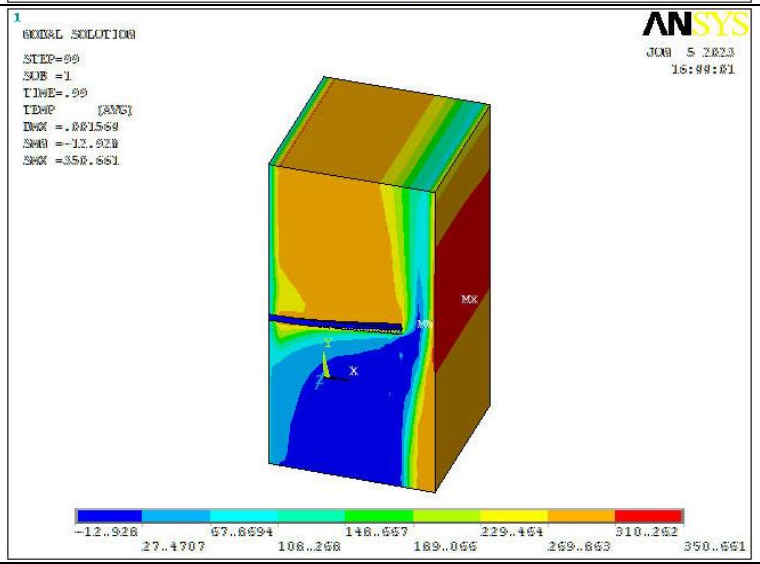
La modélisation géométrique pour le calcul stationnaire doit avoir une distribution de température, tel que l'état initial(t = 0 s) correspond à l'état stationnaire

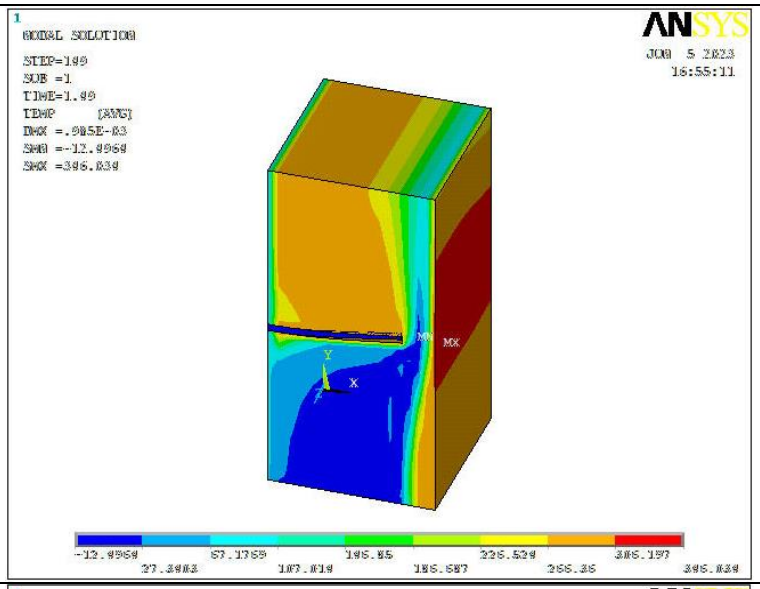
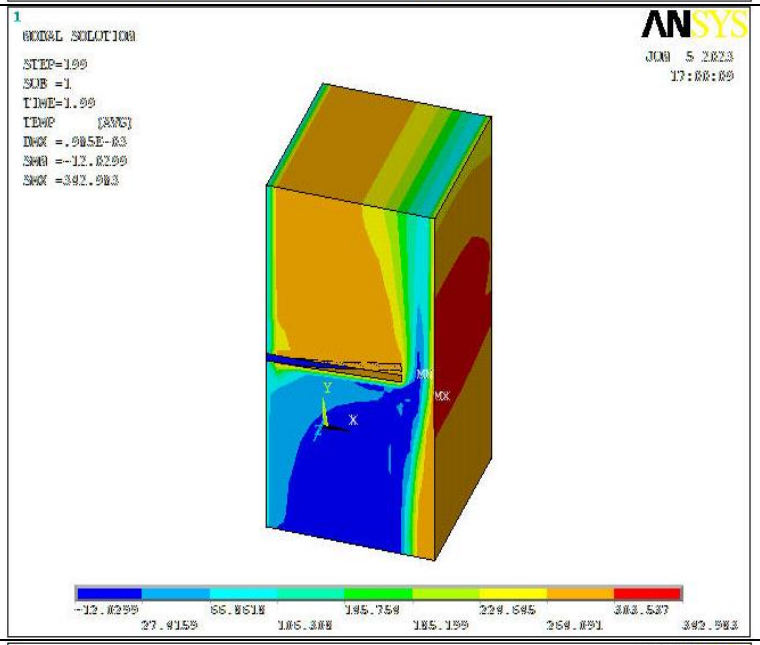
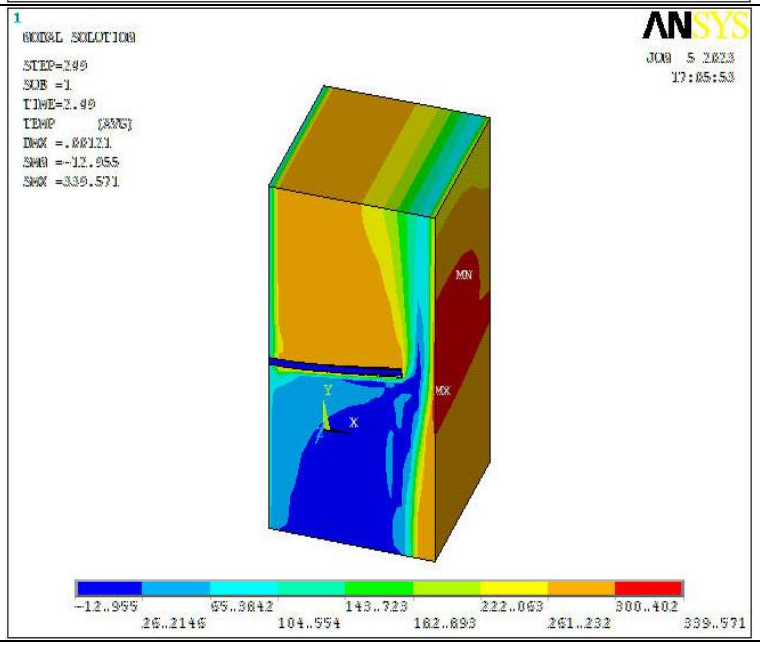
	une plaque chauffante		L'air froid	
	entre	sortie	entre	sortie
Température [k]	350		300	
Pression [pas]		0		0
Vitesse [m s^{-1}]	0.2		-0.2	

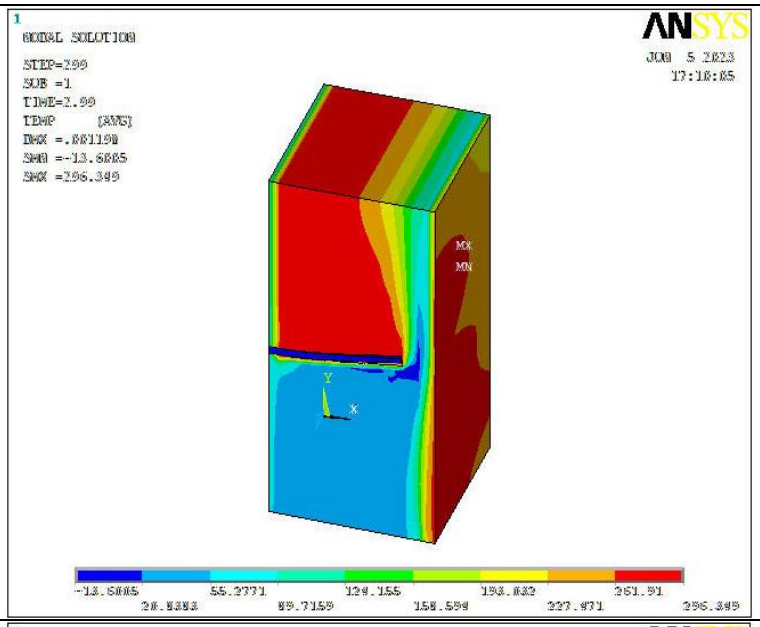
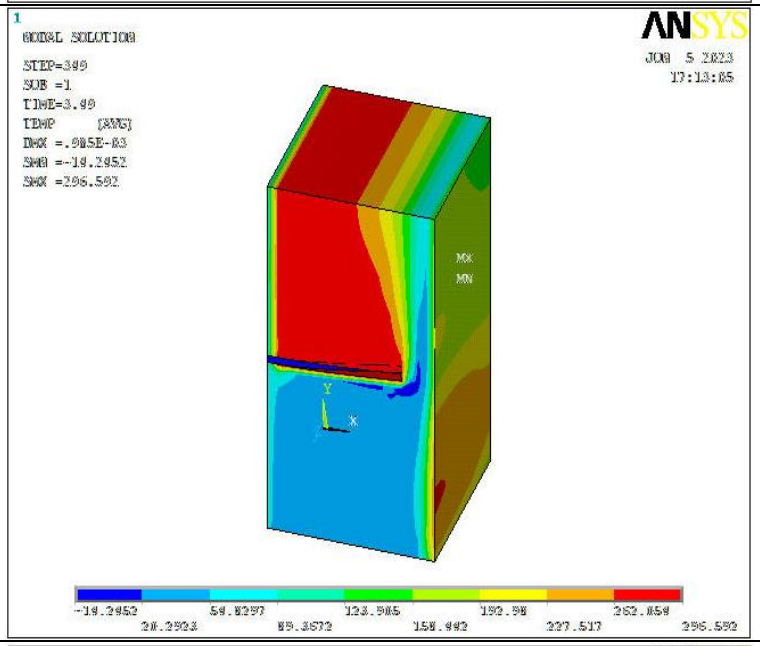
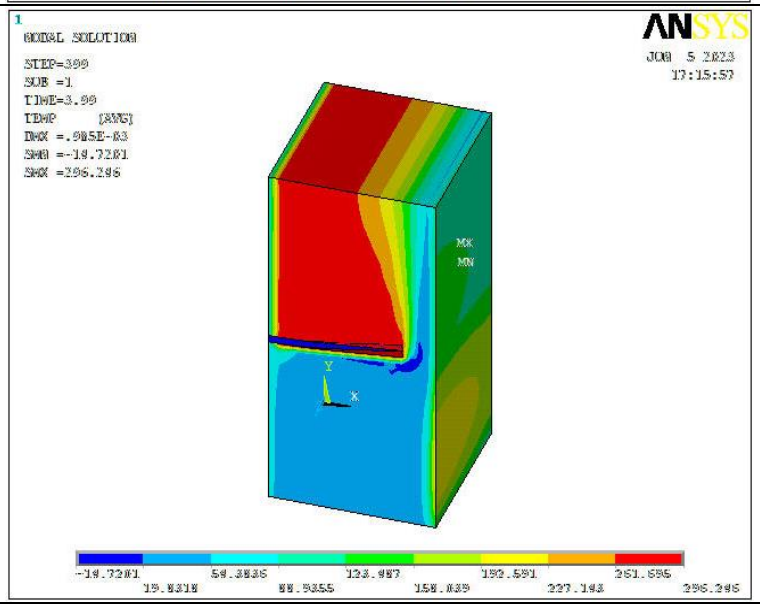
Tableau IV.9: Les conditions aux limites

Dans cette étude de l'échangeur de chaleur, nous avons une plaque chauffante dans laquelle passe un liquide froid, et il prélève de la chaleur de la plaque, et à l'aide du diaphragme flexible, Nous avons sélectionné 12 moments clés pour une analyse approfondie du flux de chaleur, de la vitesse et de la pression à travers cet échangeur.nous obtenons les résultats de température, vitesse et pression dans les documents suivants.

IV.5.5.Champs de température :

Tempe[s]	
$9.00000\,10^{-02}$	
0.49000	
0.99000	

1.4900	
1.9900	
2.4900	

2.9900	
3.4900	
3.9900	

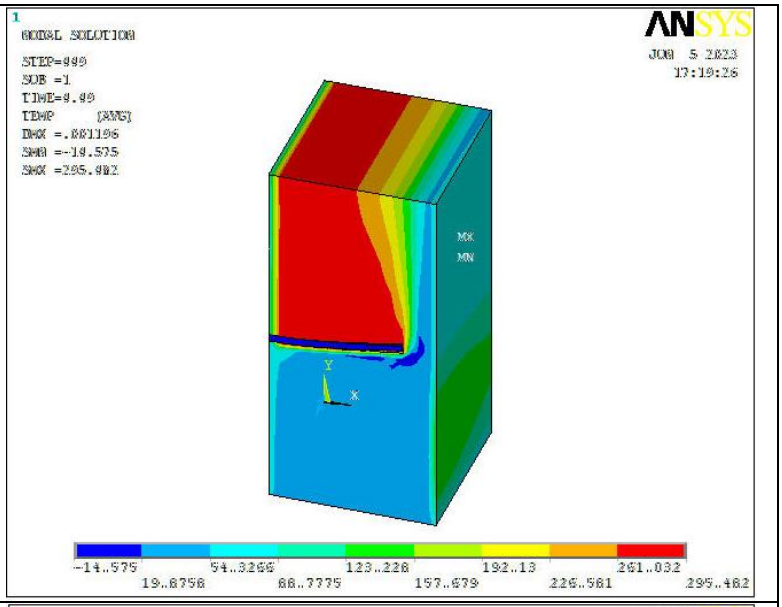
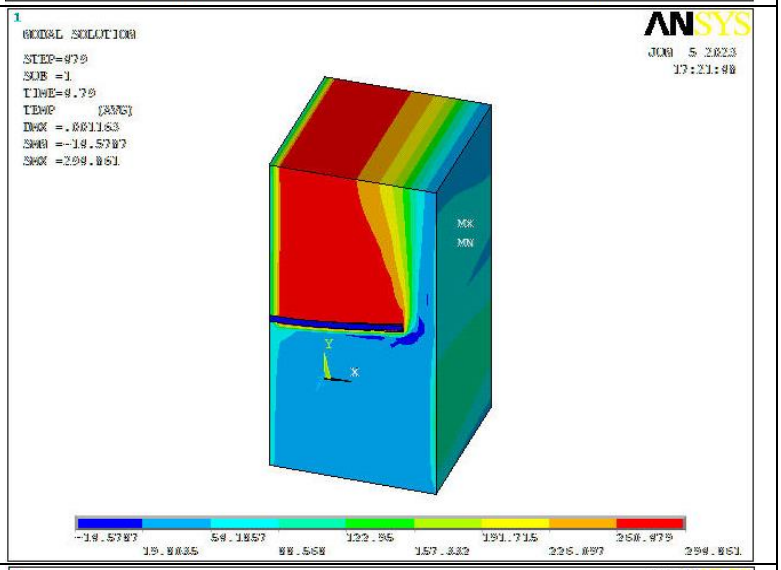
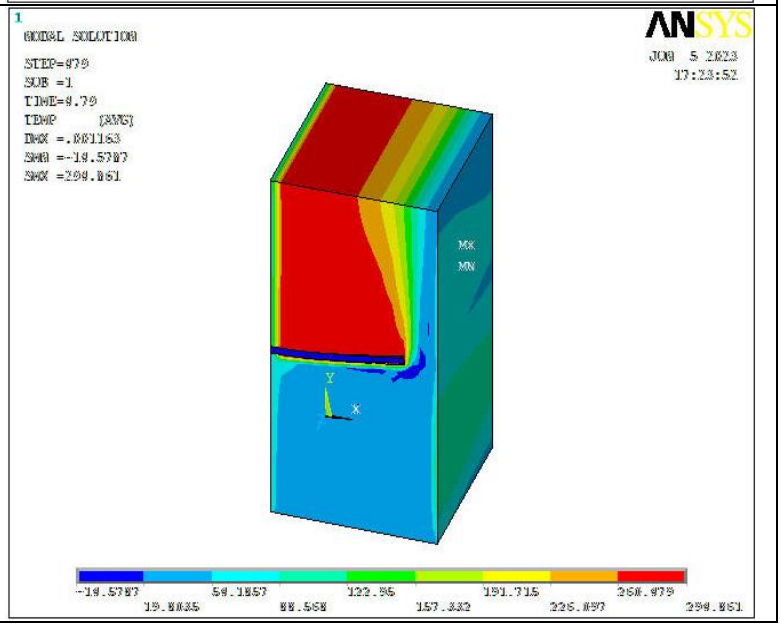
4.4900	
4.7900	
5.0000	

Figure IV.13 : représentation spatiale du champ de température

Le document présente une étude déflecteur flexible sur les échanges de chaleur autour une plaque chauffante dans laquelle passe un liquide froid dans un échangeur à barrières souples au fil du temps. Pour mener cette étude, nous avons sélectionné 12 moments clés afin d'analyser en profondeur le flux thermique à travers cet échangeur.

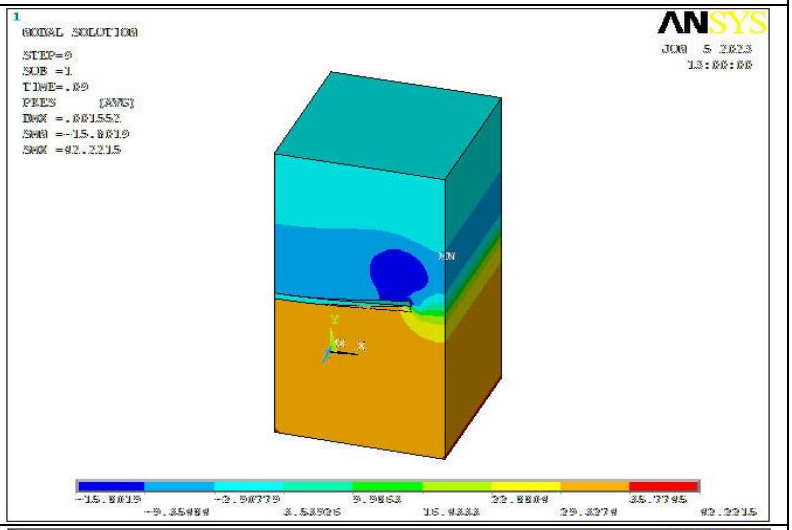
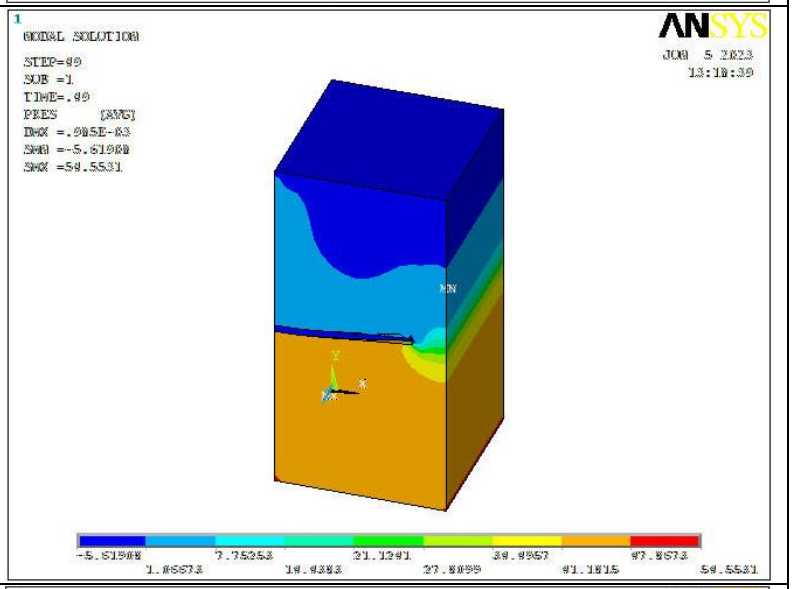
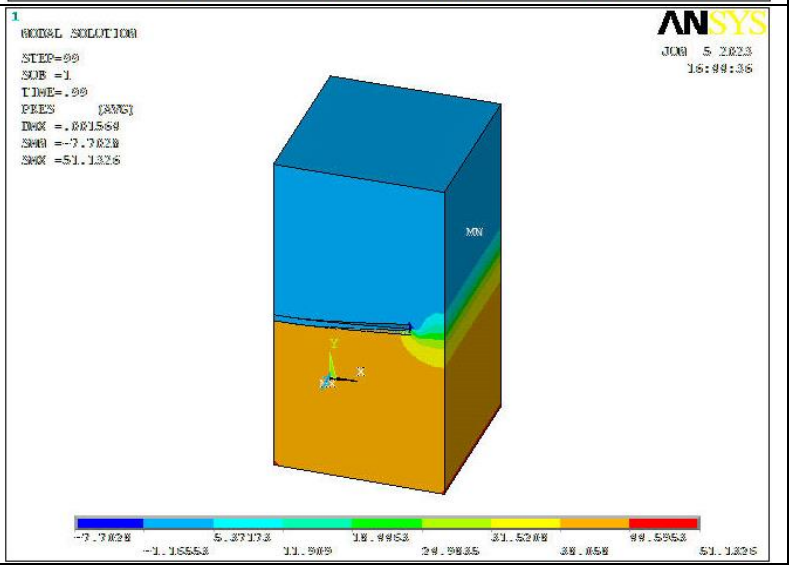
Ces 12 instants choisis nous permettent d'observer les variations du flux de chaleur, ainsi que les tendances et les comportements du système au cours du processus d'échange thermique. En étudiant ces échantillons, nous sommes en mesure de mieux comprendre l'efficacité et les performances de l'échangeur à barrières souples dans le transfert de chaleur entre le fluide.

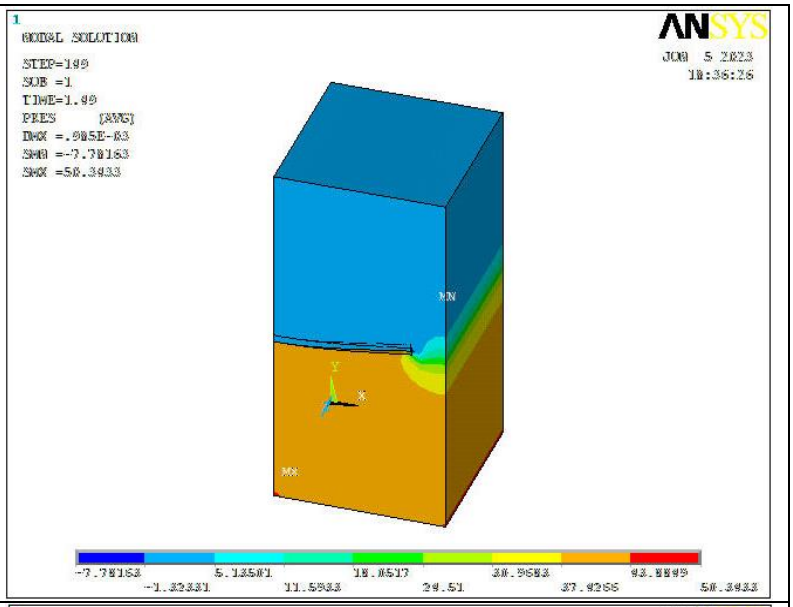
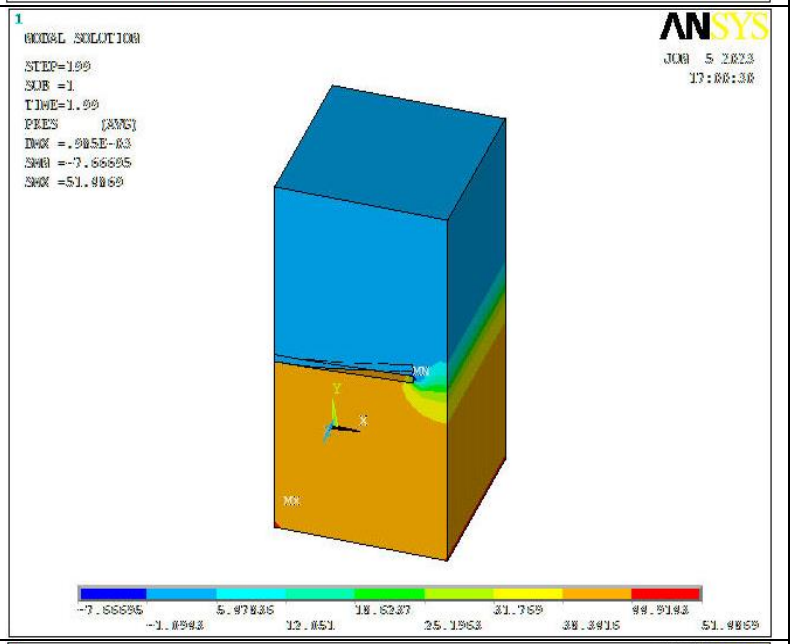
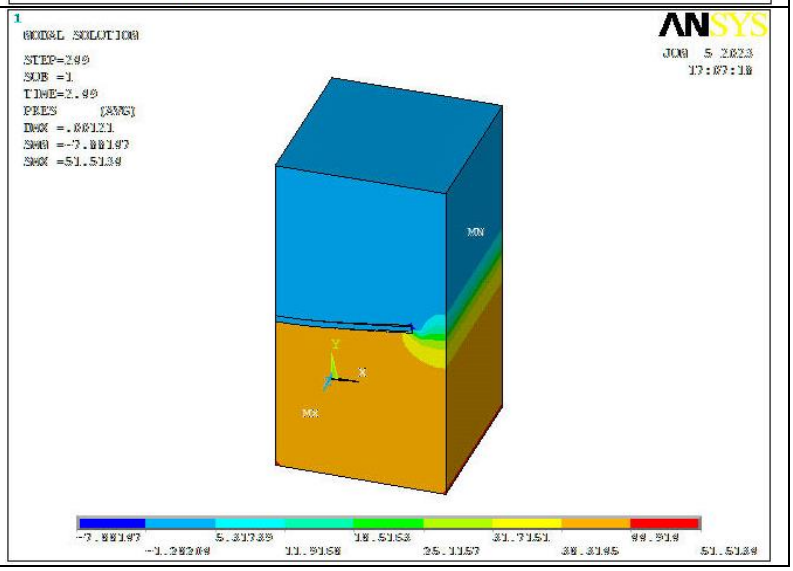
1. Efficacité de l'échange thermique : Les données montrent comment la barrière flexible améliore l'efficacité du processus d'échange thermique. Les courbes résultantes des variations de température au fil du temps indiquent un transfert de chaleur efficace entre les liquides traversant la barrière flexible.

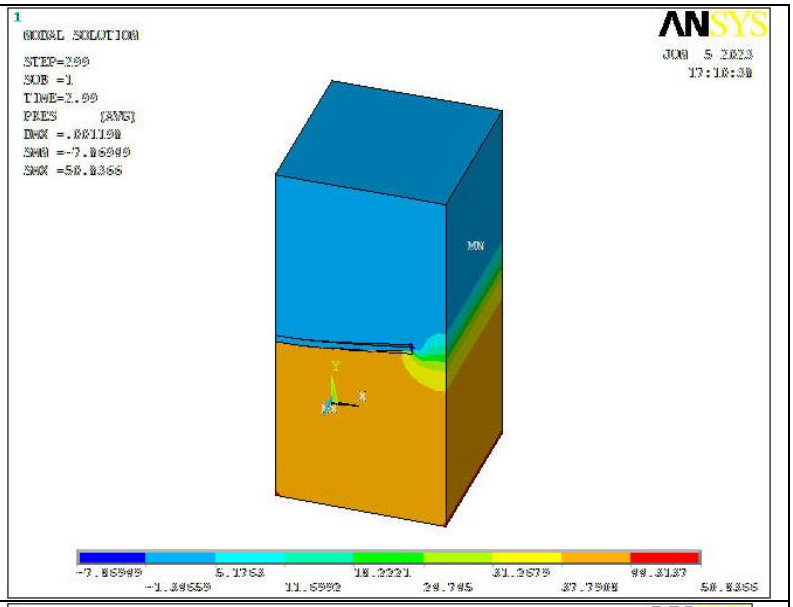
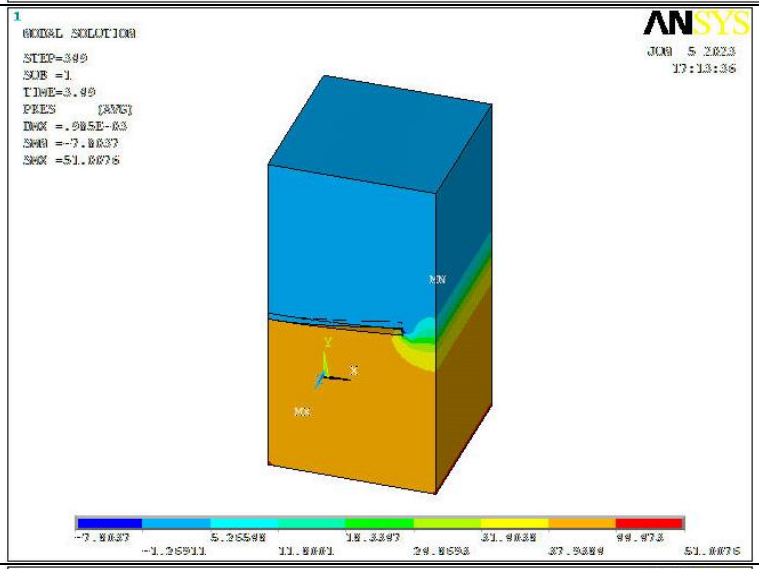
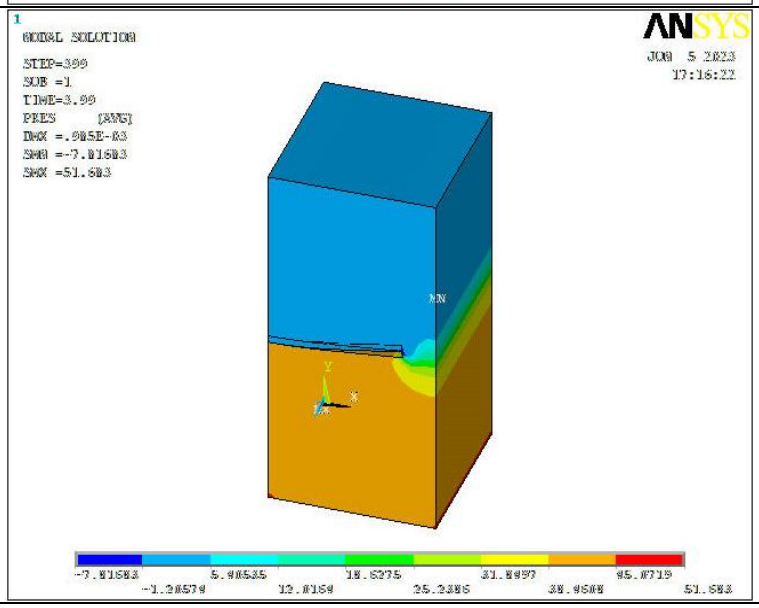
2. Distribution de la chaleur : Les données suggèrent une répartition uniforme de la chaleur entre le liquide chaud et le liquide froid à travers la barrière flexible. Cela indique que la barrière contribue à atteindre un équilibre thermique entre les liquides et à éviter tout mélange.

3. Vitesse de transfert thermique : Les données montrent comment la barrière flexible affecte la vitesse de transfert de chaleur entre les liquides. Les courbes peuvent indiquer une variation rapide de la température au début, suivie d'un ralentissement avec le temps, ce qui suggère que la barrière flexible a la capacité de contrôler le taux de transfert thermique.

IV.5.6.Champs de pression

Tempe[s]	
$9.00000\,10^{-02}$	
0.49000	
0.99000	

1.4900	
1.9900	
2.4900	

2.9900	
3.4900	
3.9900	

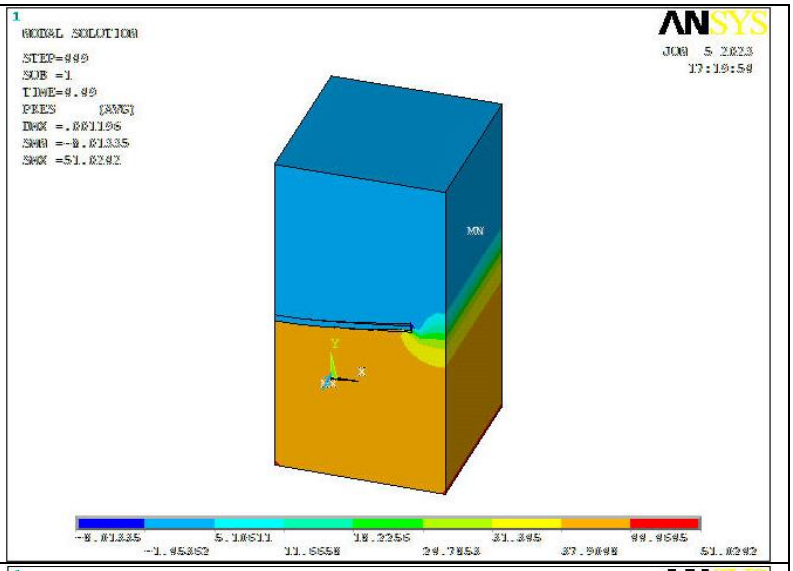
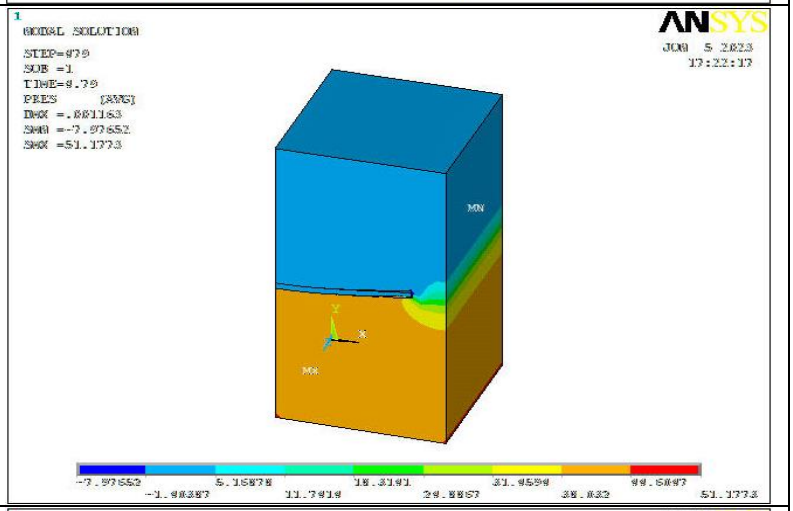
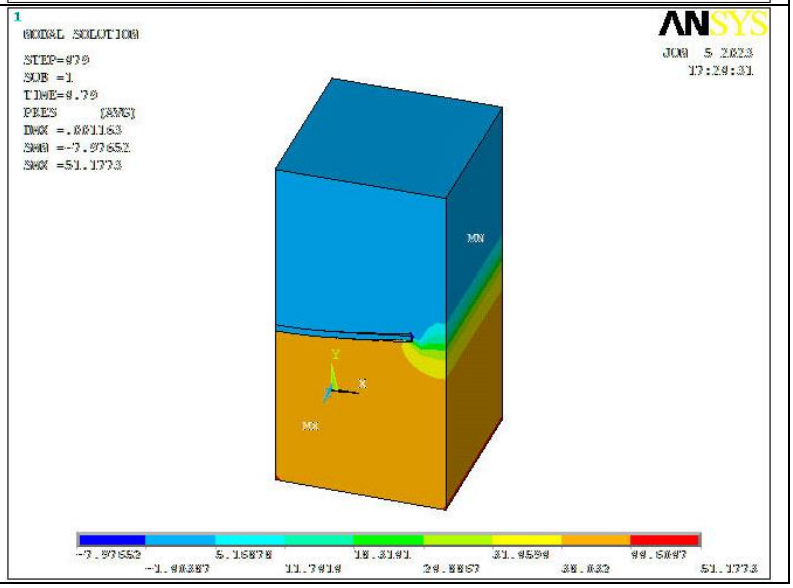
4.4900	
4.7900	
5.0000	

Figure IV.14 : représentation spatiale du champ de pression

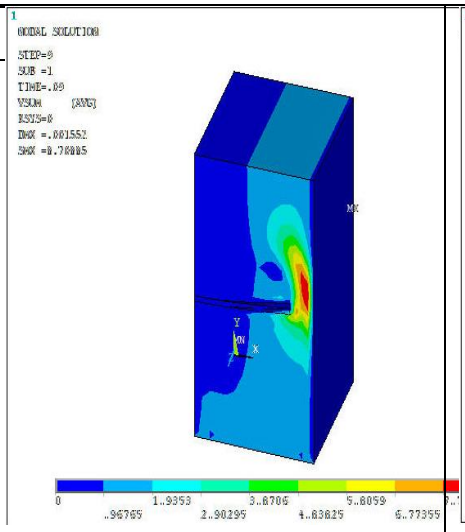
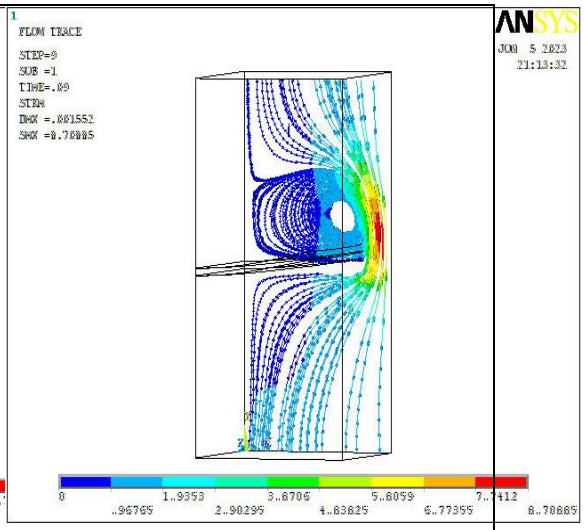
Le document présente une étude détaillée sur les échanges de pression dans un échangeur à déflecteur flexible autour une plaque chauffante dans laquelle passe un

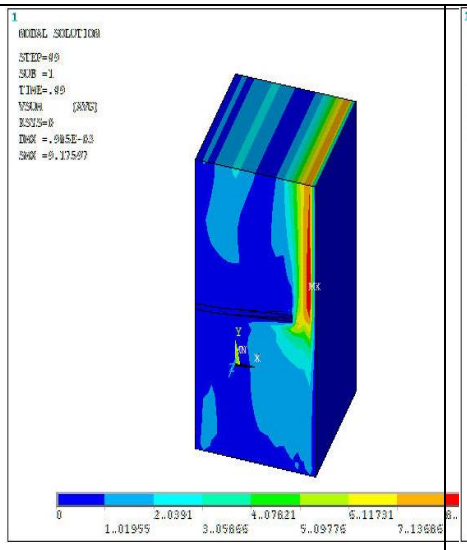
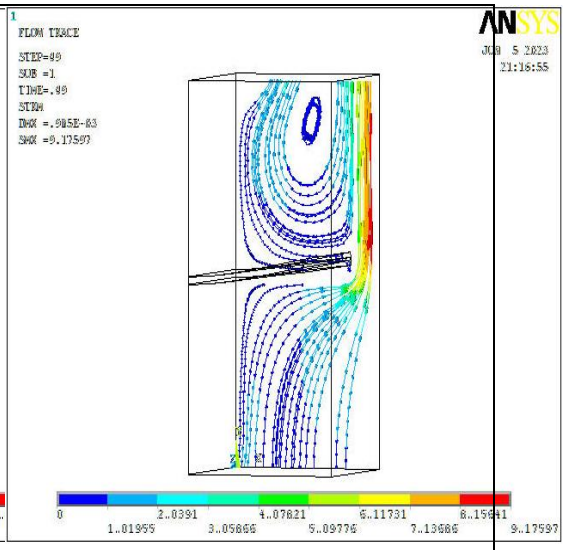
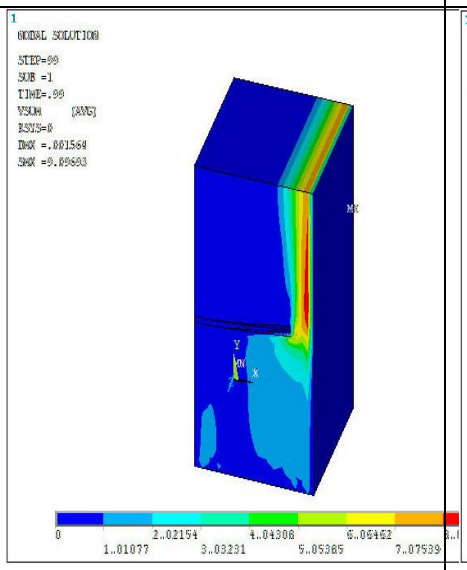
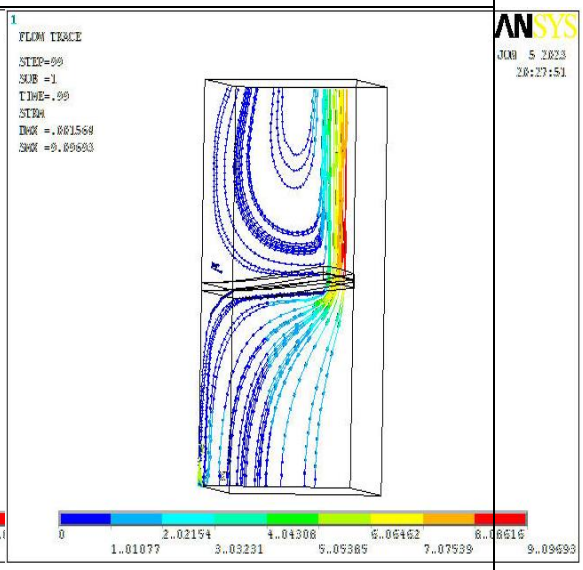
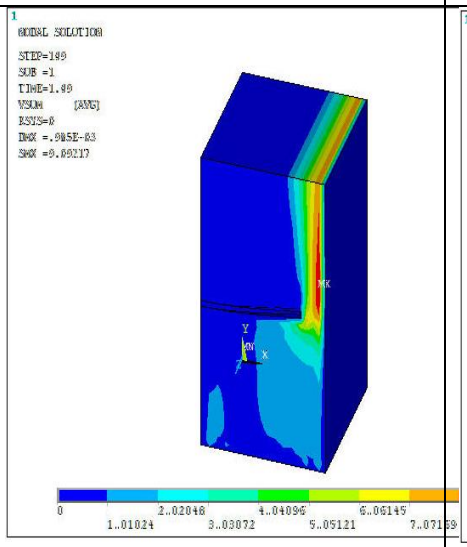
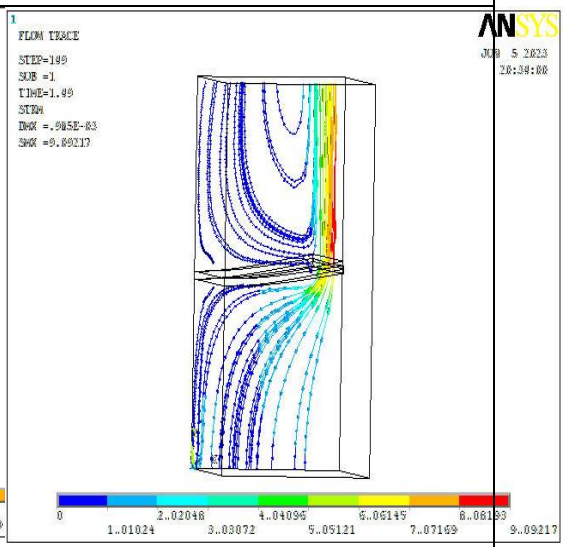
liquide froid. En analysant 12 moments clés, nous examinons en détail la dynamique de la pression dans cet échangeur.

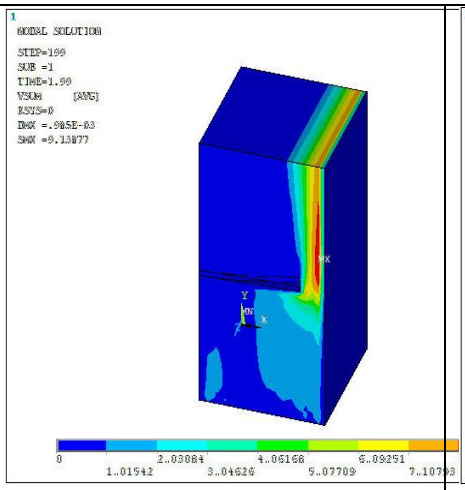
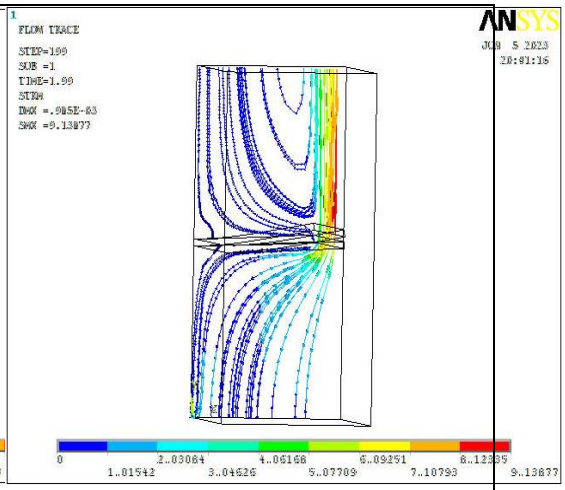
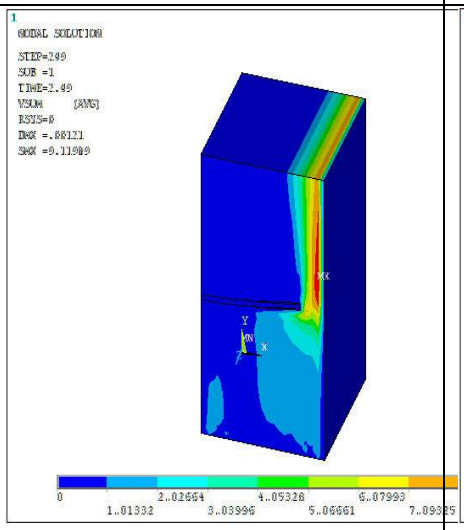
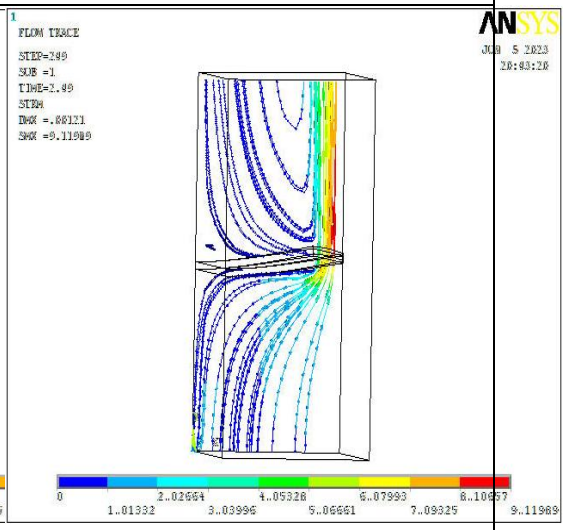
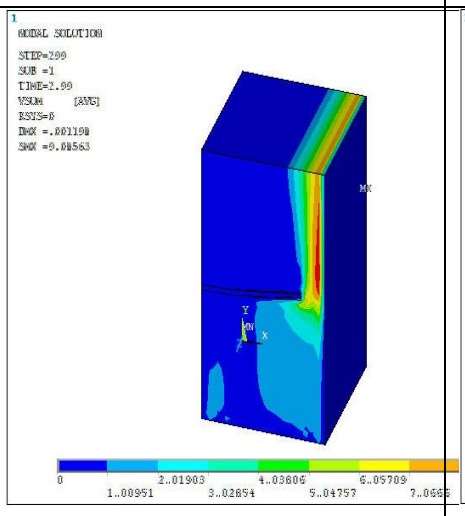
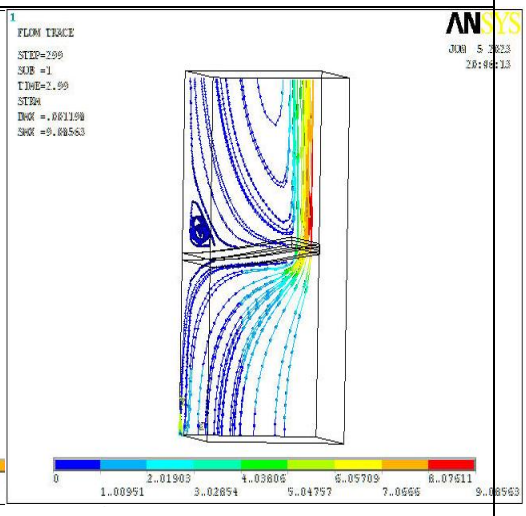
Cette analyse nous permet de suivre les variations de pression du liquide et de comprendre les performances de l'échangeur à barrières souples en termes de transfert de pression entre les deux flux.

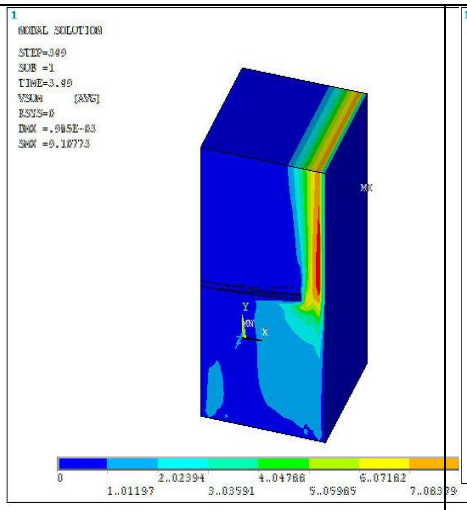
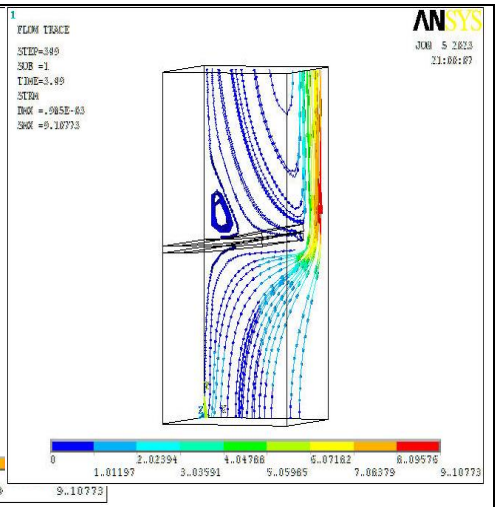
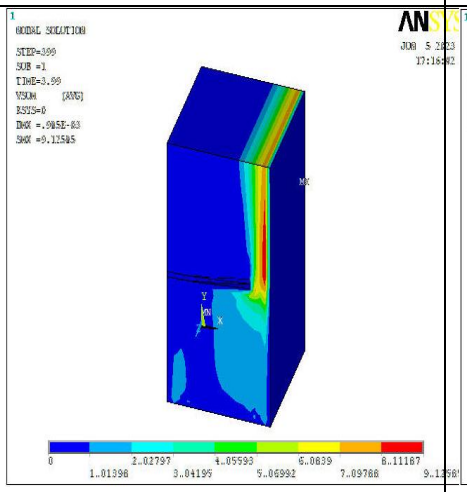
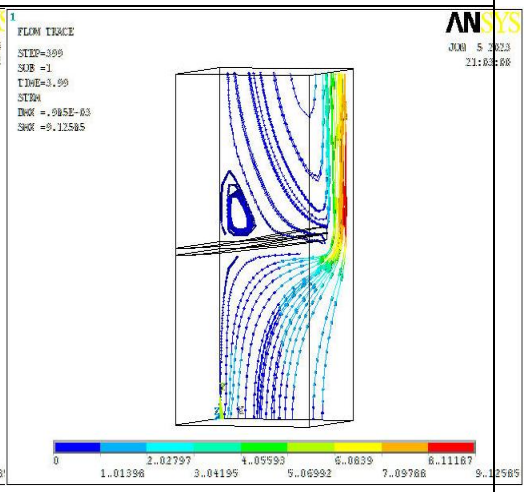
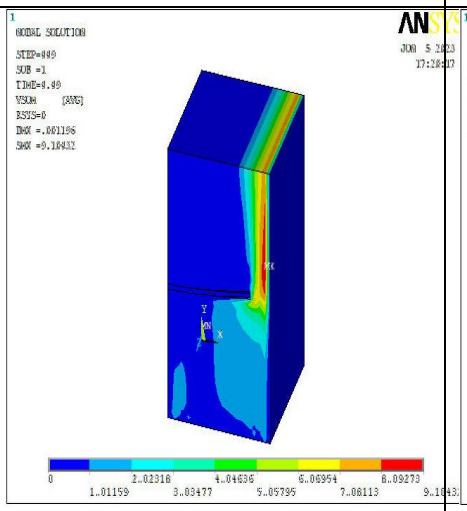
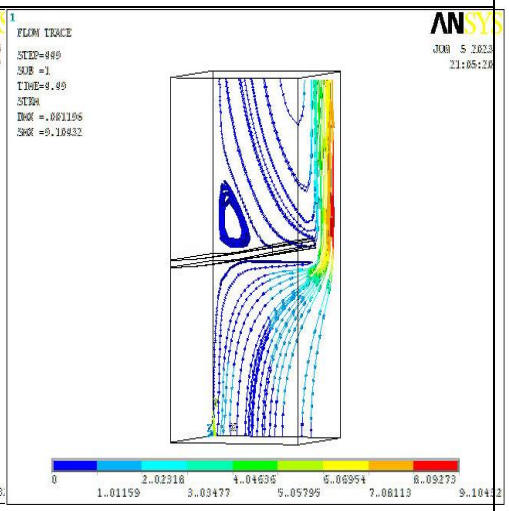
On note l'effet de la pression sur la vitesse d'écoulement des fluides à travers l'échangeur, où l'on constate que la pression est concentrée en abondance entre le déflecteur flexible et la paroi de l'échangeur Nous remarquons une performance équilibrée dans l'échangeur de chaleur, et cela grâce à la répartition de la pression entre les deux fluides, car les images montrent une répartition égale de la pression et des différences qui ne concernent que le déflecteur flexible Le changement de pression montre un changement de température des fluides et affecte donc la vitesse d'échange et de transfert de chaleur.

IV.5.7.Champs de vitesse

Tempe[s]		
$9.00000\ 10^{-02}$		

0.49000		
0.99000		
1.4900		

1.9900		
2.4900		
2.9900		

3.4900		
3.9900		
4.4900		

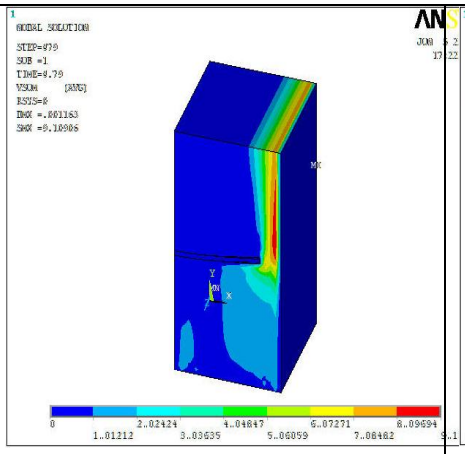
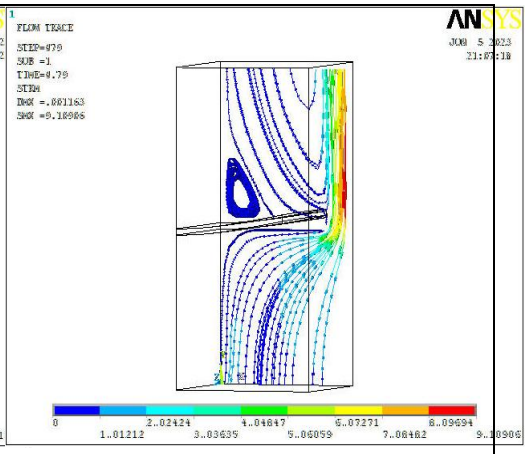
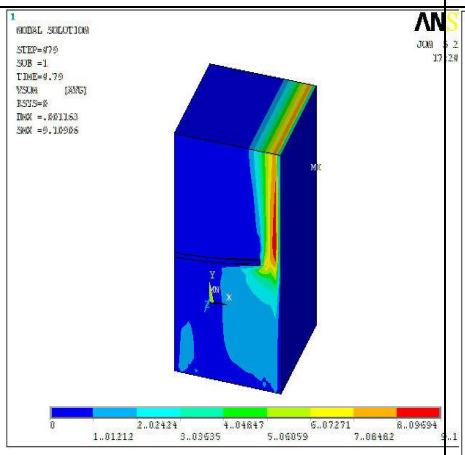
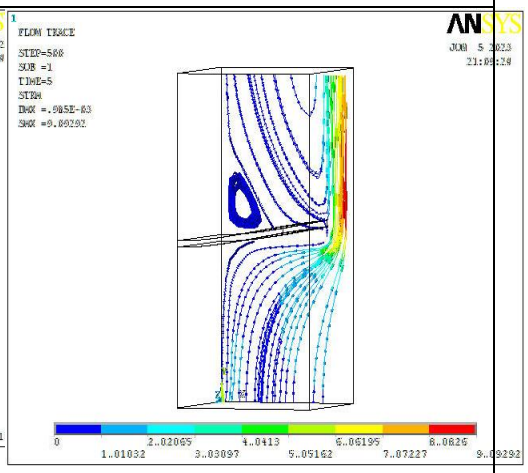
4.7900		
5.0000		

Figure IV.15: représentation spatiale du champ de vitesse et les lignes de courant

Le document présente une étude approfondie sur les échanges de vitesse dans un échangeur à barrières souples. L'objectif est d'analyser la dynamique de la vitesse du liquide tout au long de l'échange.

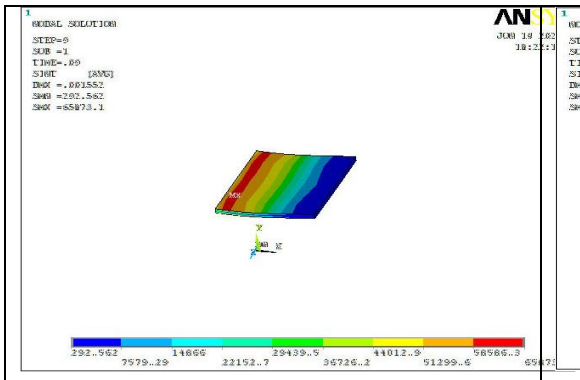
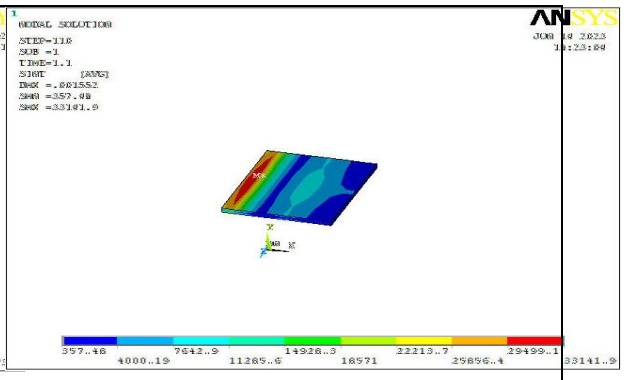
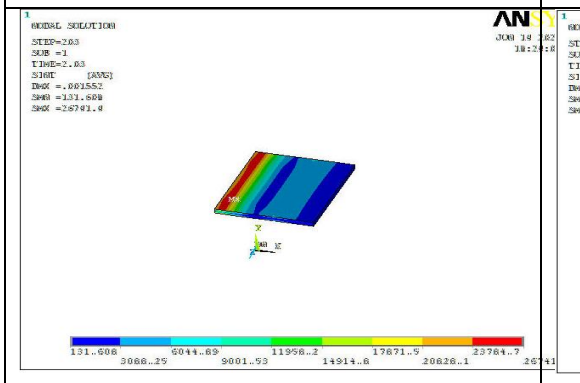
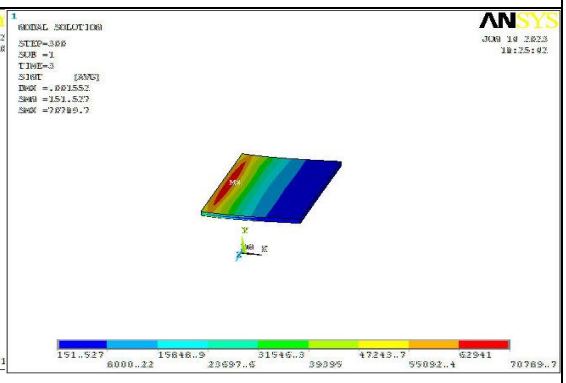
En examinant 12 moments clés, l'étude permet de comprendre les variations de vitesse du liquide et de déterminer les tendances et les comportements du système. Cette analyse approfondie contribue à améliorer la compréhension de l'efficacité et des performances de l'échangeur à barrières souples en termes de transfert de vitesse entre les flux.

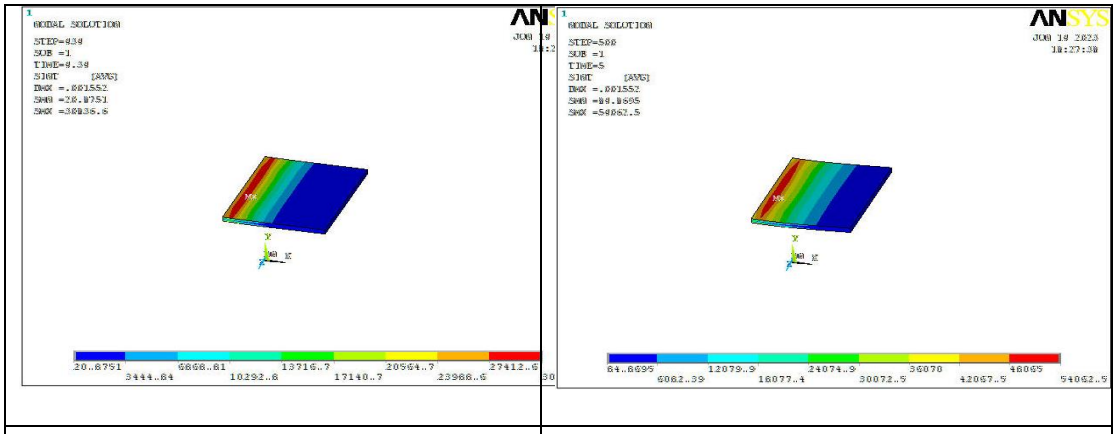
En observant les lignes de courant, nous pouvons suivre le trajet de l'air à travers l'échangeur de chaleur. Au niveau de la barrière souple, le fluide s'accélère jusqu'à atteindre le point de sortie. Cependant, lorsque le déflecteur flexible se lève, nous remarquons une circulation d'air dans la partie supérieure due à la pression, ce qui entraîne une perte de vitesse et de température.

Le déplacement le déflecteur flexible joue un rôle essentiel dans l'augmentation du débit de vitesse. Nous avons constaté que la présence de le déflecteur flexible favorise une augmentation de la vitesse dans l'échangeur de chaleur, permettant ainsi au liquide de maintenir son équilibre tout en subissant des variations de température au fil du temps.

Ces observations soulignent l'importance du design et de la configuration le déflecteur flexible dans l'optimisation des performances de l'échangeur de chaleur, en favorisant un écoulement efficace du liquide et un transfert de chaleur optimal.

IV.5.8.Champ stress intensité de Déflecteur flexible

	
$9.00000\,10^{-02}$ s	1.1 s
	
2.03 s	3 s



4.39 S	5 S

Figure IV.16: Représentation spatiale le stress intensité de Déflecteur flexible

Le document représente la force de tension et l'intensité de pression (stress intensité) dans la défense à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à plaques par rapport au temps

Nous avons choisi 6 étapes pour représenter la zone de dangereux de la déflecteur flexible en plastique résistant à la chaleur (polypropène) Nous constatons que ce déflecteur reine résistait aux tensions mécaniques résultant de l'écoulement du liquide, ce qui réduisait le niveau de tension auquel le déflecteur flexible est exposée et prolonge sa durée de vie On note dans les documents la zone de dangereux était à 6000 Pascal s'il ne dépasse pas Le module de young 25 00 MPa

Cela signifie que dans cette étude, le septum n'était pas cassé ou déformé

IV.5.9.Remarque

Nous avons communiqué les résultats requis, mais il est conseillé que cette expérience soit appliquée avec un engagement à des conditions limitées

IV.5.10.Conclusion :

Ce chapitre a examiné l'impact de la géométrie de l'échangeur de chaleur et des déflecteurs sur le transfert de chaleur ainsi que sur les échanges thermiques et dynamiques.

Et le déflecteur flexible a joué un rôle important dans l'amélioration de l'échangeur de chaleur, car il a réduit les pertes de charges

Conclusion générale

En conclusion, l'étude du comportement conjugué des échangeurs à plaques de chaleur en présence de déflecteurs flexibles est d'une importance capitale pour optimiser leur efficacité thermique et hydraulique. Les déflecteurs flexibles offrent une amélioration significative du transfert de chaleur en augmentant la turbulence et en favorisant un échange thermique plus efficace entre les plaques.

Cependant, l'introduction de déflecteurs flexibles peut entraîner une augmentation du coefficient de frottement et une perte de charge supplémentaire. Il est donc essentiel de trouver un équilibre entre l'amélioration du transfert de chaleur et les pertes associées.

Les simulations numériques basées sur la méthode de résolution CFD (Computationnel Fluide Dynamics) et l'interaction fluide-structure (FSI) sont des outils précieux pour étudier et analyser le comportement conjugué de ces échangeurs. Ils permettent d'obtenir des informations détaillées sur les performances thermiques, hydrauliques et mécaniques des échangeurs à plaques avec des déflecteurs flexibles.

Les résultats de cette étude fournissent des connaissances approfondies sur l'efficacité énergétique, le coefficient de frottement, la perte de charge et d'autres paramètres pertinents. Ces informations peuvent être utilisées pour optimiser la conception des échangeurs à plaques de chaleur en intégrant des déflecteurs flexibles de manière efficace.

En développant des solutions techniques optimales, il est possible d'améliorer considérablement les performances des échangeurs à plaques de chaleur, en garantissant un transfert de chaleur efficace tout en minimisant les pertes hydrauliques. Cela contribue à la rentabilité des systèmes thermiques dans diverses industries, telles que la chimie, la pétrochimie, l'énergie et l'industrie alimentaire.

En résumé, l'étude du comportement conjugué des échangeurs à plaques de chaleur en présence de déflecteurs flexibles vise à améliorer notre compréhension des phénomènes thermiques, hydrauliques et mécaniques dans ces dispositifs. Cela ouvre la voie à des innovations et à des améliorations continues dans la conception et

l'efficacité des échangeurs à plaques de chaleur, contribuant ainsi à des systèmes plus performants et économes en énergie

Les Références

[1] [André BONTEMPS Échangeurs de chaleur - Définitions et principes généraux Réf : BE9515 v1]

[2]https://www.calculcee.fr/article/echangeur-thermique/

[3]Bouteldja Atmane Mémoire DETERMINATION PAR ε-NUT DU COMPORTEMENT DES ECHANGEURS ENTHALPIQUES.

[4]André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL Critères de classement des échangeurs
Échangeurs de chaleur - Description des échangeurs

[5]http://gsi-energie.univ-rouen.fr/IMG/pdf/cours-iup-me-echangeurthermique-2.pdf

[6]. https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/

[7] : A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).

[8]: HFM Plate Heat Exchanger - Top Quality Gasketed Plate Heat Exchanger

[9]:https://www.alfalaval.fr/produits/echange-thermique/echangeur-plaque-fonctionnement/

[10]:https://www.alfalaval.fr/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/product-leaflets-languages/french/technologie-des-plaques.pdf

[11] : Hamza Chérif SADOUK, « Modélisation de l'encrassement en régime turbulent dans un échangeur de chaleur à plaques avec un revêtement fibreux sur les parois» DOCTEUR DE L'UNVERSITE DE PARIS – EST, 15 Juin 2009.

[12] : Choi, S. U. S. (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 231, 99-105.

[13] : site web : https://fr.tempco.it/assistance/maintenance-des-echangeurs/

[14] Azher M.Abed, M.A.Alghoul, K.Sopian, H.A.Mohammed, Hasan sh.Majdi, Ali Najah SAl-.Shamani, Design characteristics of corrugated trapezoidal plate heat exchangers using nanofluids, Chemical Engineering and Processing http://dx.doi.org/10.1016/j.cep.2014.11.005

[15] Petro Kapustenko PHE (Plate Heat Exchanger) for Condensing Duties: Recent Advances and Future Prospects https://doi.org/10.3390/en16010524

[16] Vakili-Farahani, F.; Amalfi, R.L.; Thome, J.R. Two-phase heat transfer and pressure drop within plate heat exchangers. Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow II: Special Topics and Applications.. Available online: https://www.worldscientific.com/

[17] Kumar, S.; Singh, S.K.; Sharma, D. A Comprehensive Review on Thermal Performance Enhancement of Plate Heat Exchanger. Int. J. Thermophys. [Google Scholar] [CrossRef]

[18] Julia Haltiwanger Nicodemus , Joshua H. Smith, Hannah Goldstein Numerical simulations of storage-side natural convection to an immersed coiled heat exchanger with baffle-shrouds Lafayette College, Easton, PA 18042, United States https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.01.069

[19] A numerical investigation of the melting heat transfer characteristics of phase change materials in different plate heat exchanger (latent heat thermal energy storage) systems Barı ¸s GÜREL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer. 2019.119117 0017-9310/© 2019 Elsevier Ltd. All rights reserved.

[20] Shiang-Wuu Pernga , Horng-Wen Wub,⋆ , Yi-Bin Chenb , Yi-Kai Zengb Performance enhancement of a high temperature proton exchange membrane fuel cell by bottomed-baffles in bipolar-plate channels https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113815

[21] Xuefeng Wang , Yanzhou Qin * , Shiyu Wu , Xiang Shangguan , Junfeng Zhang , Yan Yin Numerical and experimental investigation of baffle plate arrangement on proton exchange membrane fuel cell performance https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2020.228034

[22] Charaf-Eddine Bensaci a, b, * , Abdelhafid Moummi a, b , Francisco J. Sanchez de la Flor c , Enrique A. Rodriguez Jara c , Alejandro Rincon-Casado d , Alvaro Ruiz-Pardo c Numerical and experimental study of the heat transfer and hydraulic performance of solar air heaters with different baffle positions https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.04.017

[23] Ali Abbas, Howard Lee, Akash Sengupta, Chi-Chuan Wang Numerical investigation of thermal and hydraulic performance of shell and plate heat exchanger https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114705

[24] Teng Xiong, Long Zheng, Kwok Wei Shah Nano-enhanced phase change materials (NePCMs): A review of numerical simulations https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115492

[25] G.SRI VALLI a , Dr. RAVINDRA KOMMINENIb , Dr.B. SREEDHARA RAOc A Literature Review on Corrugated Plate Heat Exchanger

[26] A. Youcef 1* et R. Saim 2 Simulation numérique du comportement dynamique et thermique de deux fluides en contre courant Revue des Energies Renouvelables Vol. 20 N°1 (2017) 69 – 80

[27] Michael C. Georgiadis!,*, Sandro Macchietto" Dynamic modelling and simulation of plate heat exchangers under milk fouling

[28] : Technique de conception assist e par ordinateur pour changeurs thermiques/t plaques-ailettes, en prenant pour exemple un vaporateur ,G. Gl6ckner, B. Hauflmann, S. Heinritz, S. Nowotny et K. Thiele int Corn, Kfnigsbriicker Landstrasse 159, Postfach 41, 0-8080 Dresden, AUemagne Received 10 June 1991; revised 27 February 1992

[29] : Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers , N. Kayansayan DokuzEylfilUniversity, Department of Mechanical Engineering; Bornova 35100, Izmir, Turkey Received5March 1992;revised 13 October 1992

[30] : Giovanni A. Longo∗ , Simone Mancin, Giulia Righetti, Claudio Zilio Department of Management and Engineering, University of Padova, I-36100 Vicenza, Italy, Boiling of the new low-GWP refrigerants R1234ze(Z) and R1233zd(E) inside a small commercial brazed plate heat exchanger

[31] : Maxime Perier-Muzet a,c , Benoit Stutz b,∗ a CNRS-PROMES Laboratoire PROcédés, Matériaux et Energie Solaire, 66100 Perpignan, France b University Savoie Mont-Blanc, CNRS, LOCIE, 73 376 Le Bourget-du-Lac, France c UPVD Université de Perpignan Via Domitia, 66100 Perpignan, France

[32] : BOUHALILI Saliha BOUALEM Fouzia Etude thermique de condenseurs à tubes et à calandre

[33] : https://jeretiens.net/les-3-transferts-thermiques/?cn-reloaded=1

[34] : Y ves JANNOT ; transfert, Ecole des Mines Nancy 2008.

[35] : : Raymond QUERE, Amélioration de modèles électrothermiques de composants de Puissance de type TBH ou PHEMT et application à la conception optimale de modules actifs pour les radars, Thèse de doctorat de L'UNIVERSITE de LIMOGUES, mai 2004.

[36] : B. E. LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transportdv. Geophysics, vo118A, (1974).

[37] : Étude de l'écoulement des nanofluides dans une conduite circulaire aspects thermiques et hydrodynamiques mémoire de doctorat de D.r : Kribi Saliha génie procédé université Yahia Farès