MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université YAHIA FARES de Médéa



Faculté de Technologie

Département de génie mécanique

Mémoire de fin d'études de Master

Contribution à l'étude d'amélioration des performances thermiques des échangeurs de chaleur à chicanes pivotantes

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Présenté par :

Mr. TAKDENTI Mohamed Amine.

Mr. DJEGHDALI Mohamed Moussa.

Proposé et Dirigé par:

Dr. REBHI Redha .

Dr. ALLICHE Mounir

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2021-2022

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents et je remercie Allah de les avoir protégé

pour être témoin de ma réussite.

A Toutes ces personnes que j'ai senties formidables de leur dédier ce

modeste travail en termes d'amour et de profondegratitude.

A ma précieuse femme,

A toute ma famille sans exception,

A mes chères sœurs,

A mon binôme moussa,

A tous mes amis et mes collègues,

A tous les professeurs et enseignants,

A toute ma promotion de génie mécanique.

Amine

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A la mémoire de mon père que Dieu ait son âme

A ma très chère mère qui a enluminé mon parcours

A mon très cher frère

A mes très chères sœurs

A toute ma famille sans exception

A tous les professeurs et les enseignants

A mon binôme amine

A tous mes amis

A tous mes collègues de la promotion de Génie mécanique

Moussa

REMERCIEMENT

Nous remercions avant tout, Allah le Tout Puissant, pour nous avoir permis de présenter ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer nos vifs Remerciements à : Notre promoteur **Dr. REBHI Redha**, etnotre Co-promoteur **Dr. ALLICHE Mounir** pour leurs conseils, leurs assistance, leurs suivis et leurs soutiens, pour nous avoir longuement soutenu et aidé sans relâche.

Nous adressons aussi nos remercîments à tous les enseignants de l'université, et surtout nos professeurs durant notre cursus, pour la connaissance qu'ils ont toujours su nous transmettreet pour leur disponibilité dans la réalisation de ce travail. Notre bonheur est d'avoir été leurs étudiants et de leur rester encore.

Nos vifs remerciements à nos chers parents qui rêvaient de nous voire le pied à l'étrier sansoublier nos collègues qui, par leurs suggestions et leurs attitudes à la fois pleine d'humour et de sérieux ont énormément facilité notre travail.

Enfin, nous tenons également à adresser nos remerciements aux membres du jury que en espérant que notre travail va les satisfaire, tout en acceptant leurs critiques et leurs évaluations.

Résume

Dans ce travail de recherche nous étudions numériquement les effets de l'utilisation des chicanes et déflecteurs pivotantes dans un échangeur de chaleur pour améliorer les performances globales d'un canal solaire, et ceux en échangeant à chaque fois l'angle utilisé, le premiers c'est d'avoir un angle depuis le centre du déflecteur (des deux cotés) de 90 degré ainsi de 70 degré et ensuite de 50 degré, puis de 30 degré. Apres ceux la on utilise la même méthode mais cette fois on inclinant le déflecteur entièrement par rapport a l'horion avec les mêmes angles. Ainsi on utilise différent fluides pour faire une comparaison et pour avoir une performance maximale et faire un refroidissement meilleur des parois. Le but de tout ce travaille, c'est d'augmenter l'amélioration et les performances de cet échangeur de chaleur.

Le modèle proposé de SFBCHE rempli d'hydrogène liquide (H2) Le HTF ayant une conductivité thermique élevée permet une amélioration considérable des performances thermiques globales qui peuvent être utilisées dans divers types d'équipements thermiques, tels que les récepteurs d'énergie solaire, les radiateurs automobiles et le refroidissement dans les industries chimiques.

Le modèle de Younes Menni et all [40] était retenu pour modéliser le comportement de deux fluides utilisés. Dans ce travail, un fluide caloporteur (HTF) ayant une conductivité thermique élevée avec la technique de chicane est mis en œuvre pour améliorer les performances globales d'un canal solaire.

Mots-clés : Dynamique des fluides numérique ; Fluide de travail hydrogène Technologie Finning ; Analyse numérique ; échangeur de chaleur solaire ; Récepteurs solaires.

abstrect

In this research work we numerically study the effects of using baffles and pivoting baffles in a heat exchanger to improve the overall performance of a solar channel, and those by changing each time the angle used, the first c 'is to have an angle from then the center of the deflector (on both sides) of 90 degree thus of 70 degree and then of 50 degree, finally of 30 degree, after this we use the same method but this time we tilt the deflector entirely in relation to the horizon with the same angles, so

we use different fluids to make a comparison and to have a maximum performance and to make a better cooling of the walls, the goal of all this work is to increase the improvement and performance of this heat exchanger.

The proposed model of SFBCHE filled with an H2. HTF having high thermal conductivity allows a considerable improvement in the overall thermal performance which can be used in various types of thermal equipment, such as solar energy receivers, automotive radiators and cooling in chemical industries.

The model of Younes Menni and al [40] , were used to model the behavior of two fluids used. In this work a heat transfer fluid (HTF) having high thermal conductivity with the baffle technique is implemented to improve the overall performance of a solar channel

Keywords Computational fluid dynamics ; Hydrogen working fluid ; Finning technology ; Numerical analysis ; Solar heat -exchanger ; Solar receivers

ملخص

في هذا العمل البحثي نقوم بدراسة عددية لتأثيرات استخدام الحواجز والحواجز المحورية في المبادل الحراري لتحسين الأداء العام للقناة الشمسية، وتلك عن طريق تغيير الزاوية المستخدمة في كل مرة ، يكون الأول هو الحصول على زاوية من مركز العاكس (على كلا الجانبين) 90 درجة و 70 درجة ثم 50 درجة ، ثم 30 درجة. بعد ذلك نستخدم نفس الطريقة ولكن هذه المرة نميل العاكس بالكامل بنفس الزوايا. لذلك نستخدم سوائل مختلفة لإجراء مقارنة وللحصول على أقصى أداء وتبريد أفضل للجدران. الهدف من كل هذا العمل هو زيادة تحسين وأداء هذا المبادل الحراري.

يسمح النموذج المقترح لـ SFBCHE المملوء بالهيدروجين السائل(H2 HTF) ذو الموصلية الحرارية العالية بتحسين كبير في الأداء الحراري الكلي الذي يمكن استخدامه في أنواع مختلفة من المعدات الحرارية ، مثل مستقبلات الطاقة الشمسية ومشعات السيارات والتبريد في المواد الكيميائية الصناعات.

تم استخدام نموذج يونس مني وآخرون [40] ، لنمذجة سلوك سائلين مستخدمين. في هذا العمل ، يتم تنفيذ مائع نقل الحرارة (HTF) ذو الموصلية الحرارية العالية بتقنية حواجز لتحسين الأداء العام للقناة الشمسية.

الكلمات الرئيسية: ديناميات الموائع الحسابية ؛ تقنية تصفية سائل عمل الهيدروجين ؛ التحليل العددي ؛ المبادل الحراري الشمسي ؛ مستقبلات الطاقة الشمسية

Tables des matières

Dédicace

Remerciement

Résumé

Tables des matières

Liste des Figures

Liste des Tableaux

Liste des abréviations et des Symboles

Introduction générale……..…….1

CHAPITRE I : GENERALITE ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Revue bibliographique.....4

Conclusion 7

CHAPITRE II : MODELE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

II .1.Transfert thermique.....10

II.2.Historique et évolution de la terminologie.....10

II.3 Les modes de transferts thermiques 11

II .3.1. Conduction 12

II .3.2. Convection…...…….……13

II .3.3. Rayonnement.....13

II .4 .Combinaison des modes de transfert.....14

II .5 . Les régimes permanents……..……..15

II .6. Les régimes transitoires……..……..15

II .7 .Le nombre de Reynolds.....16

II .8. Le nombre de Nusselt.....16

II .9. Transfert thermique par ailettes.....16

II .10 . Les chicanes 17

II .11. Définitions des chicanes :.....17

II .12 . Types de chicanes : 17

II .12.1.Chicanes horizontal :.....17

II .12.2.Chicanages vertical 18

II .12. 3. Chicanage par disques et couronnes 18

II .12.4.Chicanage annulaire 18

II .13. Types de déflecteur 18

II .14. Le rôle des chicanes 19

II .15. Utilisation de chicanes 19

II .16. Nanofluide.....19

II .17. Définition des nanofluide 21

II .18. Applications 21

II .19. Domaines d'application des nanofluides.....22

II .19.1. Refroidissement des systèmes électroniques.....22

II .19.2. Refroidissement des systèmes thermiques 23

II .19.3. Refroidissement des systèmes militaires.....23

II .19.4. Refroidissement des systèmes spatiaux.....23

II .19.5. Refroidissement des systèmes nucléaires.....23

II .19.6. La biomédecine 23

II .20 Définition d'un échangeur de chaleur 24
II .21. Principal but et fonctions d'un échangeur thermique.....24
II .22. Technologie des échangeurs.....25
II .23. Fonctionnement général d'un échangeur thermique 26
II .24. Calcul de la puissance thermique d'un échangeur 27
II .24.1. Le bilan thermique 27
II .24.2. Echange monophasique.....27
II .24. 3.Échange diphasique.....29
II .25. Rôle de l'échangeur thermique 31
II .26. Le principe de fonctionnement.....31
II .27. Son principe de fonctionnement.....32
II .28. La nature et évolution des fluides 32
II .29. Les matériaux les plus utilisés.....33
Conclusion 33

Chapitre III : Modélisation physique et formules mathématiques

Introduction : ……35
III-1 Modélisation mathématique : 36
III-1.2Modèle physique : 38
III-1.3 Équations gouvernantes 37
III-1.4 Conditions aux limites 39
III-1.5 Paramètres directeurs.....41
III-2 Modélisation numérique.....42
III-2.1 Modèle numérique.....43
III-2.2 Indépendance du réseau.....43

Conclusion 44

CHAPITRE IV: Résultats et discutions

Introduction.……..…46

IV-1Présentations et discussions des résultats…….……46

IV-2 Conclusion……60

Conclusion générale…….61

Référence bibliographique……...64

Liste des figures

Chapitre II : GENERALITE SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET CES COMPOSANTS

N° de la figure	Titre de la figure	Page
Figure II-1	les modes de transfert thermique	10
Figure II-2	la conduction thermique	11
Figure II-3	convection thermique	12
Figure II-4	exemple du rayonnement	13
Figure II-5	Echangeur de chaleur à ailettes	16
Figure II-6	les echangeurs de chaleur	16
Figure II-7	Chicane horizontal	17
Figure II-8	Chicane verticale	17
Figure II-9	Chicanage par disques et couronnes	17
Figure II-10	Disque / Couronne	17
Figure II-11	Chicanage annulaire	17
Figure II-12	principe d'un échangeur de chaleur	19
Figure II-13	Nano fluides vu saus microscope électronique :éthylène glycol + cuivreà 0,5 % ; eau + alumine Eau+ or à 2 nm	19
Figure II-14	Nano fluides pour les applications thermiques	21
Figure II-15	Engineering Nanofluids for Heat Transfer Applications	22
Figure II-16	un échangeur de chaleur	24
Figure II-17	principales technologies des échangeurs thermiques	26

Figure II-18	exemples sur le fonctionnement des échangeurs thermique	27
Figure II-19	l'échange monophasique	28
Figure II-20	les principaux organes de l'échangeur thermique	31
Figures II-21	Principales technologie des échangeurs thermique	31
Figure II-22	explication du fonctionnement de l'échangeur thermique	32

Chapitre III : MODELISATION PHYSIQUE ET FORMULES MATHEMATIQUES

N° de la figure	Titre de la figure	Page
Figure III -1	Schéma d'un domaine de calcul. Les dimensions spécifiques de la géométrie1^{er} cas	35
Figure III-2	Schéma d'un domaine de calcul. Les dimensions cas spécifiques de la géométrie du 2eme cas	35

Chapitre IV : RESULTATS ET DISCUTIONS

N° de la figure	Titre de la figure	Page
Figure IV -1	variation de pression pour chaque angle dans le premier cas.	41
Figure IV -2	variation de température pour chaque angle dans le premier cas.	42
Figure IV -3	variation de vitesse pour chaque angle dans le premier cas.	43
Figure IV -4	variation de turbulence pour chaque angle dans le premier cas.	43

Figure IV -5	variation de pression pour chaque angle dans le deuxième cas.	44
Figure IV -6	variation de température pour chaque angle dans le deuxième cas	44
Figure IV -7	variation de vitesse pour chaque angle dans le deuxième cas.	45
Figure IV -8	variation de turbulence pour chaque angle dans le deuxième cas.	45
Figure IV -9	Variation de la vitesse sous la dimension ($U / U_{uniforme}$) en fonction de chaque angle première cas	46
Figure IV -10	Variation de la vitesse sous les dimensions ($U / U_{uniforme}$) en fonction de chaque angle deuxième cas	47
Figure IV -11	Variation de la vitesse sous les dimensions ($U / U_{uniforme}$) en fonction de nombre Reynolds première cas	47
Figure IV -12	Variation de la température sous les dimensions ($T / T_{initiales}$) en fonction de chaque angle première cas	48
Figure IV -13	Variation de la température sous les dimensions ($T/ T_{initiales}$) en fonction de chaque angle deuxième cas	49
Figure IV -14	Variation de la température sous les dimensions ($T/ T_{initiales}$) en fonction de nombre de Reynolds pour l'angle $\alpha = 90$	50
Figure IV -15	variation de nombre Nusselt locale pour chaque angle.	50
Figure IV -16	variation de nombre de Nusselt moyen pour différent angle	51
Figure IV -17	variation de Nusselt locale en fonction de nombre de Reynolds pour L'angle$\alpha = 90°$	51
Figure IV -18	variation de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour L'angle $\alpha = 90°$.	52
Figure IV -19	variation de coefficient de frottement pour différent angle	52

Figure IV -20	variation de coefficient de frottement moyen pour déférent angle	52
Figure IV -21	variation de coefficient de frottement pour différent nombre de Reynolds pour l'angle α=90°.	53
Figure IV -22	variation de coefficient de frottement moyen pour différent Reynold.	54
Figure IV -23	variation de Nusselt moyen en fonction de la rugosité pour chaque angle	54
Figure IV -24	variation de Nusselt moyen en fonction de la rugosité pour chaque nombre de Reynolds pour l'angle α=90°	55
Figure IV -25	variation de Nusselt locale pour déférent fluide pour l'angle α=90°	55
Figure IV -26	variation de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour chaque fluide pour l'angle α=90°.	56

Liste des tableaux

CHAPITRE II : GENERALITE SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET CES COMPOSANTS.

N° du tableau	Titre du tableau	Page
TableauII-1	Comparaison des modes de transfert	13

CHAPITRE III : MODELISATION PHYSIQUE ET FORMULES MATHEMATIQUE

N° du tableau	Titre du tableau	Page
TableauIII-1	Dimensions géométriques du canal actuel à chicanes et à ailettes	35
Tableau III-2	Propriétés thermiques et physiques du H_2 HTF	36
Tableau III-3	Propriété thermiques et physiques du Nanofluide	36
Tableau III-4	Propriétés thermiques et physiques de l'Air et de l'Eau	36
Tableau III-5	Variation de (u_{max} / U_{in} et Pd_{max}) avec ($n_x \times n_y$) densité de nœuds , Re= 5000	40

Liste des abréviations et des symboles

3D	Tridimensionnel
C°	Celsius
CTA	centrale de traitement d'air
CFD	dynamique des fluides
(Dh)	Diamètre hydraulique du canal
FVM	Type d'échangeur de chaleur
J	JOUL
HTF	Heat Transfer fluide
MCP	Microprocesseur
MEMS	Micro Electro Mechanical Systems
Nu_m	Numéro Nusselt moyen
Nu_L	Numéro Nusselt local
N_{u0}	Corrélation de Dittus et Boelter
P	Puissance
PAC	production frigorifique cycle à compression
Q	Flux de chaleur constant par unité de surface, W/m^2
Re	Nombre de Reynolds
ré h	Diamètre hydraulique, m
R_T	Nombre de Rayleigh thermique en milieux poreux
Rth	La résistance thermique de conduction
S	Surface (m^2)
SFBCHE	la méthode du volume fini
STHE	model de canal pour notre étude
TEF	Coefficient de performance
T	Température(k)
$T^{'}$	Température de référence (k)
u, v	Vitesse dimensionnelles
VMC	Conditions météorologiques visuelles
W	Watt

x, y	Coordonnées cartésiennes

Symboles :

α	Diffusivité thermique du fluide ,m^2 / s
β_T	Coefficient d'expansion thermique,K^{-1}
β_s	Coefficient d'expansion m^3/ kg
ΔT	Température caractéristique
τ	La tortuosité
μ	Viscosité dynamique d'un fluide Newtonien, Pas
ν	Viscosité cinématique $m^2.s^{-1}$
μ_{eff}	Viscosity effective $kg.m^{-1}s^{-1}$
η	Viscosité apparente adimensionnelle
ψ	Fonction du courant adimensionnelle
ρ	Masse volumique du fluide, Kg / m^3
$(\rho C)_f$	Capacité calorifique du fluide $Jm^{-3}k^{-1}$
$(\rho C)_p$	Capacité calorifique du milieu poreux saturé$Jm^{-3}k^{-1}$
ϕ	L'angle d'inclinaison
σ	constante de Stefan-Boltzmann (5,670 3 × 10−8 W m−2 K−4)
ε	Émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau (sans dimension)
$\Gamma_{\tilde{\phi}}$:	coefficient de diffusion turbulente
$S_{\tilde{\phi}}$:	terme source
u: x, u: y	vélocité sur l'axe x, vélocité sur l'axe
k	Energie cinétique turbulente
f	Facteur de frottement
f_0	Corrélation de Petukhov
η	Viscosité apparente adimensionnelle
ψ	Fonction du courant adimensionnelle
C_f	Coefficient de frottement
h	Hauteur du déflecteur détaché, m
H	Hauteur de l'échangeur, m
Cp	Chaleur spécifique, J kg −1 K −1
ΔS	Concentration caractéristique
H_2	Hydrogène
ϕ	L'angle d'inclinaison

INTRODUCTION GENERALE

Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés de nos jours, leur importance s'inclue dans le mode de transfert de chaleur ainsi la façon de créer de l'énergie thermique et de la conserver, un fluide fré qui passe dans une conduite avec des parois chaudes a pour but de les refroidir et cet objectif a des méthodes techniques et numériques pour l'atteindre.

Un échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques.

Parmi les types qui existent actuellement dans l'industrie : l'échangeur coaxial tubulaire, tubulaire et en U. Celui de notre travail est du type a un seul canal avec des parois et ailettes chauffés et un déflecteur mobile ainsi le fluide qui coule à l'intérieur refroidisse les parois.

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

Le dimensionnement optimal des systèmes thermiques utilisés dans les procédés énergétiques nécessite la maitrise des échangeurs thermiques mis en jeux dans leur fonctionnement stationnaire mais aussi lors des phases de changement de régime (régimes transitoire).

Ces comportements rendent délicat le contrôle de l'application dans laquelle il s'intègre et peuvent avoir des conséquences importantes sur les performances et parfois l'intégrité du système auquel il est relié.

Comprendre ces phénomènes transitoires est essentiel et savoir les prédire et les anticiper l'est plus encore.

Modéliser et simuler ces comportements est l'un des objectifs de notre étude.

Notre travail se base sur deux approches. Une étude de la combinaison d'une technique de déflection et de fluides à conductivité thermique élevée pour améliorer les performances globales des canaux solaires, et une étude numérique au sein du logiciel Ansys Cfx pour valider et mieux illustrer les résultats.

La méthodologie repose sur un modèle numérique au sein du logiciel Ansys Cfx appliqué au cas de l'échangeur et dont on peut faire varier les caractéristiques physiques des fluides, et géométriques de l'échangeur de chaleur (longueurs, diamètres, surfaces, volumes) ainsi que la nature de perturbation (variation de température, de débit, de sens d'écoulement).

Les écoulements considérés dans le présent travail sont tridimensionnels, transitoires et turbulents des fluides (H_2, Nanofluide et l'eau.)

Les propriétés des fluides sont montrés ci-après, l'échangeur est adiabatique et avec changement de section (déflecteurs et ailettes). La plupart des écoulements d'importance pratique existent en régime turbulent pour lesquels plusieurs méthodes de turbulence sont appliquées.

Notre travail est de développer et améliorer la performance de cet échangeur afin de donner un rendement meilleur et des résultats importants et ce, suivant nos quatre chapitres.

L'objectif de notre étude est d'améliorer la performance de l'échangeur de chaleur et de montre l'effet de chaque type d'inclinaison du déflecteur pour différent écoulements ainsi que les paramètres des différents fluides peuvent être une cause pour l'amélioration du transfert thermique dans l'échangeur de chaleur.

Notre travail est réparti en quatre chapitres :

- Le premier chapitre dans lequel nous avons donné des exemples sur des travaux sur les échangeurs de chaleur et quelques revus bibliographiques.

- Dans le deuxième chapitre nous avons présenté le transfert de chaleur d'une façon globale et précise. Les différents fluides utilisés dans notre travail sont représentés par les paramètres Re, Nu et les chicanes et leurs différents rôles dans le transfert thermique d'un échangeur de chaleur et enfin le Nanofluide et ces applications.

- A propos du troisième chapitre, nous reprenons le model physique, l'équation, les formules mathématiques, les dimensions de notre canal chicané, la propriété de chaque fluide utilisé, les équations gouvernantes ainsi que les conditions aux limites de notre conduite chicané.

- A la fin du quatrième chapitre dans lequel nous présentons et expliquons les différents résultats et les conclusions pour avoir l'amélioration requise de l'échangeur, bien sûr, en tenant compte des meilleurs résultats.

CHAPITRE I :
REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Revue bibliographique

Le meilleur moyen de transmettre la chaleur entre deux ou plusieurs fluides sans risque de dégradation de leurs propriétés par mélange est l'utilisation de surfaces d'échange ou d'échangeurs de chaleur. Les échangeurs de chaleur font l'objet depuis plusieurs années de multiples travaux de recherche dont le but principal est lié à l'amélioration de leurs performances. L'objectif de ce chapitre est, de faire une étude bibliographique sur leurs caractéristiques, leurs performances ainsi que les méthodes et outils employés pour l'amélioration de ces performances[1].

Les ailettes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur parcourus du fluide côté calandre et par voie de conséquence elles assurent des taux élevés de transfert de chaleur. Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacements des chicanes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques. En convection forcée dans les conduites en présences des obstacles ou chicanes, de nombreuses études numériques ont vu le jour depuis les années 1977. Commençant par Patankar et al. [2], ces auteurs ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans une conduite. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé. Bemer et al. [3], ont montré cela pour un canal avec des chicanes pour un écoulement laminaire à nombres de Reynolds inférieur à 600.Webb et Ramadhyani. [4], ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al. Une investigation numérique pour un fluide en convection forcée laminaire entre deux parois planes parallèles avec chicanes, a été réalisée par Kelkar et Patankar.[5]. Les résultats prouvent que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Leurs résultats montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille de chicanes et avec la diminution de l'espacement entre les chicanes. Cheng et Huang [6], ont étudié la convection forcée entre deux plaques planes parallèles munies d'ailettes transversales (chicanes transversales) qui ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative à des rangées de chicanes est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec de grandes tailles. Cheng et Huang [7], ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans le quel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux

murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés. Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par Lopez et al [8,9]. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0.5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds Re. Guo et Anand [10], ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée. Des canaux semblables avec des tiges de perturbations « au lieu des ailettes » ont été numériquement étudiés par Yuan et Tao [11], pour une série de nombre de Reynolds de 50 à700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4 fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.. Hwang et al [12], ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent dans une conduite contenant un obstacle. Les résultats numériques prouvent que la prolongation de la région de recyclage en amont de l'obstacle ne dépend pas de sa longueur dans le sens de l'écoulement. La zone de recyclage est fortement influencée par la longueur de l'obstacle, cette zone diminue quand la longueur d'obstacle est augmentée. Yang et Hwang. [13], ont effectué un travail intéressant portant sur des chicanes pleines et poreuses dans un canal bidimensionnel pour un régime turbulent d'écoulement. Leurs résultats pour le cas poreux sont meilleurs par rapport au cas pleins. Bazdid-Tehrani et Naderi-Abadi. [14], ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans une conduite muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicanes » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage. Tsay et al [15], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane. Récemment, R. Saim et al [16], Ont présenté une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales. Ils ont utilisé pour résoudre ce système muni des conditions aux limites la méthode des volumes finis, qui est basée sur l'algorithme SIMPLE. Les résultats numériques

obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers avale. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur. Plus récemment, Une simulation numérique du comportement dynamique d'un écoulement turbulent traversant une conduite munie a des chicanes transversales planes ou trapézoïdale sa été étudié par R. Saim et al [17], Cette étude a montré que l'usage des chicanes de forme trapézoïdale assure une augmentation considérable de vitesse par apport aux chicanes de forme rectangulaire mais le seul inconvénient est qu'elle provoque une augmentation du coefficient de friction. Parmi les études expérimentales, nous citons les travaux de Yuan et al [18], ces hauteurs ont étudié expérimentalement un cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal et un autre cas avec des ailettes en dérivé (Yuanet al, [19]). Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison celui obtenu pour un conduit lisse. Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par Acharya et al, [20]. Le modèle k-İ est utilisé dans leur simulation numérique. Wilfried Roetzeli [21], a étudié expérimentalement l'influence de la distance inter chicanes etou la distance entre les chicane et la calandre sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur tubulaire.

Afin d'évaluer le transfert de chaleur et la chute de pression dans une conduite rectangulaire avec des chicanes chevauchées, Une étude expérimentale a été effectuée par M. Molki et al[22], ces hauteurs ont constaté que les chicanes augmentent la chute de pression beaucoup plus rapidement et augmentent le aussi le coefficient de transfert de chaleur. Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec une seule chicane hélicoïdale a été étudié par Gupta [23], dans un minéral à membrane, une augmentation de plus de 50% en flux est accordée comparé à celui sans chicane à la même puissance hydraulique dissipée. Dans le but de mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses, une étude expérimentale a été effectuée par KangHoon Ko et al. [24]. Ils ont conclus que l'utilisation des chicanes poreuses abouties à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane. Rajendra Karwa et al. [25], ont élaboré un travail sur le transfert de chaleur et les frictions dans un canal rectangulaire asymétrique chauffée avec des ailettes moitiés et

entièrement perforées à différentes hauteurs. Cette étude approuve une amélioration de 79 à 169% du nombre de Nusselt sur la conduite pour les chicanes entièrement perforé et 133-274% pour les chicanes moitiés perforées tandis que le coefficient de frottement pour les chicanes entièrement perforé est de 2,98 c'est-à-dire 4,42 à 17,5 fois pour les chicanes moitié perforés .Les auteurs ont achevés cette étude par des corrélations qui peuvent êtres utilisées pour le développement des appareils de chauffage solaire à air à haute performance et ils ont conclus que les chicanes moitiés perforées donne le plus grand avantage de performance .Ahmet Tandiroglu[26], a étudié l'effet des paramètres géométriques sur la convection forcée transitoire à convection forcée turbulente dans un tube circulaire muni des chicanes. Il a utilisé neufs chicanes en total pour tester l'effet de leurs orientations et leurs espacements sur l'amélioration du transfert thermique. Les caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec un seule chicane hélicoïdal ont été étudiées tant expérimentalement que numériquement dans le travail de Yong-Gang Lei et al [27], ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales .Le transfert de chaleur et les frottements dans un canal rectangulaire, asymétrique, contenant des chicanes perforées a été analysée par Rajendra Karwa et al [28]. Ces hauteurs ont trouvé une amélioration de 73.7-82.7% du nombre de Nusselt sur un conduit muni des chicanes solides. Wang et al [29]. Effet du générateur de vortex longitudinal sur l'amélioration du transfert de chaleur d'un tube circulaire ; une simulation numérique et une expérience de vélocimétrie d'image de particules (PIV) sont effectuées pour étudier les performances de transfert de chaleur dans un tube circulaire équipé d'un générateur de vortex longitudinal en flux laminaire. La longueur d'espacement (S), l'angle central (α) et la hauteur de coupe (H) du générateur de vortex longitudinal sont étudiés pour optimiser la structure de l'insert. Les résultats montrent que plusieurs paires de tourbillons longitudinaux sont générées et que le fluide peut récurer la paroi du tube en raison de la surface concave de l'insert. Le transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement augmentent avec l'augmentation de l'angle central et de la hauteur de tranche et avec la diminution de la longueur d'espacement. L'évaluation globale des performances thermo-hydrauliques R3 est utilisée pour évaluer l'impact global du transfert de chaleur et du facteur de frottement, et elle montre de bonnes performances en flux laminaire.

Conclusion

Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs.

De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour d'ailettes. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales, analytiques que numériques. Néanmoins, les hypothèses et les simplifications adoptées dans le problème limitent généralement l'étude à de cas très particuliers dans la plupart des travaux analytiques et numériques. Parmi ces hypothèses, nous pouvons relever par exemple les limites suivantes :

- La négligence de la conduction de la chaleur dans le matériau de la conduite.
- La condition thermique aux limites est uniforme (température ou flux constant).
- Ces études ont montré essentiellement que l'écoulement est caractérisé par des fortes déformations et de grandes régions de recirculation

CHAPITRE II : GENERALITE SUR LE TRANSFERT THERMIQUE ET CES COMPOSANTS

Un phénomène de transfert est un phénomène irréversible durant lequel une grandeur physique est transportée par le biais de molécules. C'est un phénomène transversal présent dans tous les domaines de la science et en ingénierie. Tous les phénomènes de transport ont pour origine l'inhomogénéité d'une grandeur intensive.

C'est la tendance spontanée des systèmes physiques et chimiques à rendre uniformes ces grandeurs qui provoquent le transport.

Les entités transférées les plus connues sont la chaleur (transfert thermique), la matière (transfert de masse) et la quantité de mouvement (transfert de quantité de mouvement).

II .1 Transfert thermique

Appelé plus communément chaleur, est l'un des modes d'échange d'énergie interne entre deux systèmes, un autre étant le travail : c'est un transfert d'énergie thermique qui s'effectue hors de l'équilibre thermodynamique. On distingue trois types de transfert thermique, qui peuvent coexister :

- ✓ la conduction, due à la diffusion progressive de l'agitation thermique dans la matière ;
- ✓ la convection, transfert thermique qui accompagne les déplacements macroscopiques de la matière.
- ✓ le rayonnement, qui correspond à la propagation de photons.

La quantité de chaleur Q est la quantité d'énergie échangée par ces trois types de transferts, elle s'exprime en joules (J). Par convention, $Q > 0$ si le système reçoit de l'énergie.

La thermodynamique s'appuie sur le concept de chaleur pour ériger le premier et le deuxième principe de la thermodynamique.

La signification du mot « chaleur » dans le langage courant entretient souvent des ambiguïtés et des confusions, notamment avec la température. S'il est vrai que les transferts thermiques spontanés se font depuis les régions de température plus élevée vers les régions de température plus basse, il est néanmoins possible de réaliser un transfert thermique d'un corps froid vers le corps chaud, à l'aide d'une machine thermique comme un réfrigérateur. Par ailleurs, lors d'un changement d'état, par exemple lors de l'ébullition, un corps pur ne change pas de température alors qu'il échange de l'énergie sous forme de chaleur.

L'exemple le plus simple de situation mettant en jeu un transfert thermique est celui de deux corps en contact ayant des températures différentes. Le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid par conduction; sa température diminue, le désordre, l'agitation thermique, diminue. En contrepartie, la température du corps froid augmente, l'agitation thermique augmente en son sein.

II .2.Historique et évolution de la terminologie

La chaleur, dans le langage courant, est souvent confondue avec la notion de température. Bien que très différentes d'un point de vue scientifique, les deux notions sont tout de même reliées et la genèse de la thermodynamique a parfois induit cette confusion. Les

expressions comme « l'eau est chaude » pourrait faire croire, à tort, que la chaleur est une propriété du système alors qu'il s'agit d'un transfert d'énergie (de l'eau, chaude, vers l'environnement environnant, plus froid). Aussi, il est incorrect de dire « l'eau perd de la chaleur » lorsqu'elle refroidit. L'expression « transfert de chaleur » est un pléonasme pourtant très répandu.

Jusqu'au XVIIIème siècle, les scientifiques pensaient que la chaleur était constituée d'un fluide que l'on avait nommé le phlogistique (théorie du phlogistique).

Au XIXème siècle, la chaleur est assimilée à un fluide : le calorique. Les progrès et les succès de la calorimétrie imposent cette théorie jusqu'au milieu du XIX ème siècle. Cette conception est par exemple reprise par Sadi Carnot : un moteur thermique ne peut fonctionner que si la chaleur circule d'un corps dont la température est plus élevée vers un corps dont la température est plus faible ; raisonnement correspondant à une analogie avec une machine hydraulique qui tire son énergie du passage de l'eau d'un réservoir d'altitude élevée vers un réservoir d'altitude inférieure.

Ce n'est qu'avec l'avènement de la thermodynamique statistique que la chaleur sera définie comme un transfert de l'agitation thermique des particules au niveau microscopique. Un système dont les particules sont statistiquement plus agitées présentera une température d'équilibre, définie à l'échelle macroscopique, plus élevée. La température est donc une grandeur macroscopique qui est le reflet statistique des énergies cinétiques des particules à l'échelle microscopique. Au cours de chocs aléatoires, les particules les plus agitées transmettent leurs énergies cinétiques aux particules les moins agitées. Le bilan de ces transferts d'énergies cinétiques microscopiques correspond à la chaleur échangée entre des systèmes constitués de particules dont l'agitation thermique moyenne est différente.

La température est une fonction d'état intensive servant à décrire l'état d'équilibre d'un système alors que la chaleur est un transfert d'agitation thermique assimilable à une quantité d'énergie, associé à l'évolution d'un système entre deux états distincts ou identiques si la transformation est cyclique.

II .3.Les modes de transferts thermiques

Les modes fondamentaux de transfert thermique sont :

- l'advection : le mécanisme de transport d'énergie par le mouvement (donc la vitesse) du milieu environnant ;
- la conduction ou diffusion : le transfert d'énergie entre objets en contact physique. La conductivité thermique est la propriété d'un matériau à conduire la chaleur. Elle est évaluée principalement grâce à la loi de Fourier pour la conduction thermique ;
- la convection : le transfert d'énergie entre un objet et son environnement, dû à un mouvement fluide. La température moyenne est une référence pour évaluer les propriétés liées au transfert thermique par convection ;
- le rayonnement : le transfert d'énergie par l'émission de rayonnement électromagnétique.

$$\Phi = \frac{\partial Q}{\partial t} = \dot{Q} \qquad (2.1)$$

Pour les quantifier, il est pratique d'utiliser le flux thermique qui est la puissance échangée, en watts (W), ou encore mieux, la densité de flux thermique (ou flux thermique surfacique)

$$\varphi = \frac{d\Phi}{dS} \tag{2.2}$$

en watts par mètre carré (W m^{-2}).

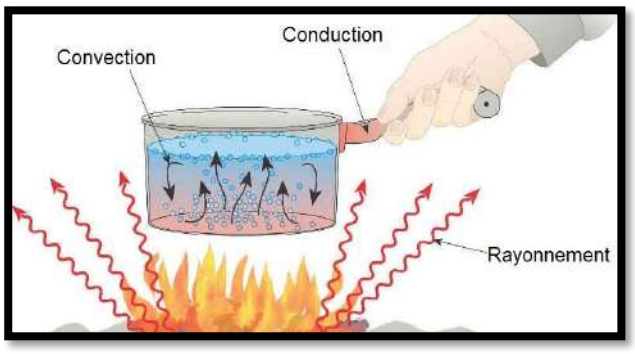


Figure II-1 : les modes de transfert thermique

II .3.1. Conduction

Le transfert par conduction est un échange d'énergie se réalisant sans déplacement de matière: il concerne donc les solides et les fluides immobilisés. Ce transfert peut se réaliser au sein d'un seul corps ou par contact entre deux corps. L'énergie thermique due à la vibration des atomes autour de leur position d'équilibre dans le solide, se transmet de proche en proche : c'est un phénomène de diffusion. Les cristaux disposent d'un mode de transfert thermique supplémentaire particulier associé aux vibrations du réseau (voir phonon).

Dans le cas le plus simple d'une paroi d'épaisseur e solide dont les deux surfaces d'aire S, présentent une différence de température homogène T1 – T2, le flux thermique dépend de la conductivité thermique λ du matériau (W m^{-1} K^{-1}) :

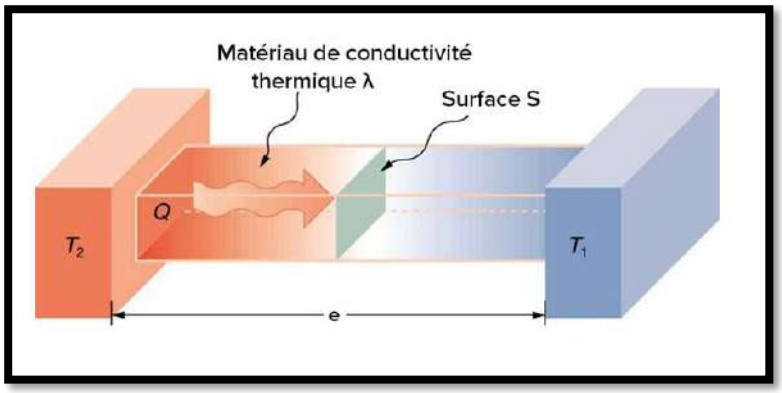
$$\phi_{1\to 2} = \lambda S \frac{T_1 - T_2}{e} = \frac{T_1 - T_2}{R_{th}} \tag{2.3}$$

Rth : est la résistance thermique de conduction.

Pour une étude plus approfondie, il faut exploiter la loi de Fourier :

$$\vec{\varphi} = -\lambda grad T \tag{2.4}$$

C'est une loi de diffusion similaire à la loi de Fick qui décrit la diffusion de la matière.



T2 >T1

Figure II-2 : la conduction thermique

II .3.2. Convection

Le transfert thermique par convection est dû au déplacement de molécules qui induit un déplacement macroscopique de l'énergie thermique : il se produit dans les fluides (liquides ou gaz) et à l'interface entre un solide et un fluide. Ces molécules se déplaçant, elles transfèrent leur énergie thermique à une autre partie du système. On peut distinguer deux types de convection.

- ✓ La convection naturelle (ou libre) est due à la différence de masse volumique entre les particules composant le fluide. Les particules des zones chaudes, de masse volumique plus faible, montent et laissent leur place à des particules plus froides ; elles cèdent une partie de l'énergie thermique et leur température diminue, ce qui les pousse à rejoindre une partie plus chaude.
- ✓ La convection forcée est due à la mise en mouvement du fluide par une action extérieure comme a l'effet d'un ventilateur. Le mouvement accélère le transfert thermique.

Dans le cas le plus simple d'une paroi solide de surface S et de température homogène T1 en contact avec un fluide à la température T2 à grande distance de la paroi, le flux thermique dépend du coefficient de convection thermique h du matériau (W m−2 K−1) :

$$\phi_{1\to2} = hS(T1 - T2) = \frac{T1-T2}{R_{th}} \quad (2.5)$$

Rth est la résistance thermique de convection. Autrement écrit,

$$\varphi = h(T_1 - T_2) \quad (2.6)$$

Le transfert thermique peut être formulé par la loi de refroidissement de Newton qui indique qu'il est proportionnel à la différence de température entre le corps étudié et son milieu environnant.

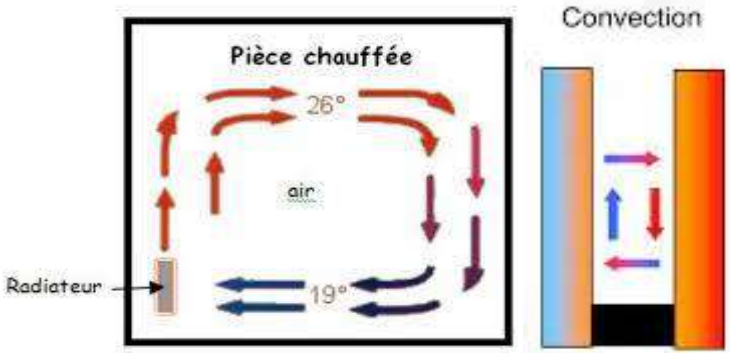


Figure II-3 : convection thermique

II .3.3.Rayonnement

Le rayonnement, parfois dit thermique, est un rayonnement électromagnétique. On l'associe souvent à un rayonnement infrarouge car c'est cette partie du spectre qui est le plus souvent prépondérante dans les échanges thermiques. Quelle que soit sa température, un corps émet un rayonnement, celui-ci est plus ou moins intense selon cette température. La longueur d'onde à laquelle est émise ce rayonnement dépend aussi de cette température. Ainsi, le rayonnement thermique émis par le Soleil est situé principalement dans le visible. Des corps plus froids comme les mammifères émettent quant à eux dans l'infrarouge. Ce mode de transfert est le seul à se réaliser dans le vide, cas du rayonnement solaire arrivant sur Terre. Néanmoins, celui-ci se

réalise aussi dans les matériaux transparents. Il est important de le prendre en compte dans le cas des fortes températures ou simplement en l'absence de conduction et de convection.
Le corps noir est un corps théorique capable d'absorber la totalité du rayonnement qu'il reçoit. Il présente la propriété de respecter la loi de Planck et la loi du déplacement de Wien qui permettent de déterminer son spectre d'émission en fonction de sa température.
Le flux thermique surfacique, qui équivaut à une existence énergétique, s'exprime par rapport à l'émission du corps noir dans la loi de Stefan-Boltzmann :

$$\varphi = \varepsilon\sigma T^4 \qquad (2.7)$$

Avec :
σ: Constante de Stefan-Boltzmann (5,670 3 × 10−8 W m−2 K−4)
ε: Émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau (sans dimension);
T : température du corps (K).
Si le corps récepteur réfléchit certaines longueurs d'onde ou est transparent à d'autres, seules les longueurs d'onde absorbées contribuent à son équilibre thermique. Si par contre le corps récepteur est un corps noir, c'est-à-dire qu'il absorbe tous les rayonnements électromagnétiques, alors tous les rayonnements contribuent à son équilibre thermique.

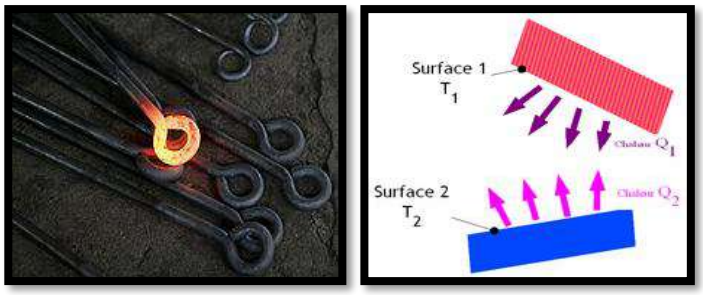


Figure II-4 : exemple du rayonnement

Mode de transfert	Matière de transfert	Milieu de transfert	Transport de matière
Conduction	Solides et fluides	Au sein d'un seul corps ou par contact entre deux corps	Non
Convection	Fluides	Au sein d'un seul fluide ou au contact entre un solide et un fluide	Oui
Rayonnement	Solides, fluides et vide	A partir d'un corps rayonnant vers un autre	Non

Tableau II-1 : Comparaison des modes de transfert

II .4 .Combinaison des modes de transfert

Le transfert d'énergie par chaleur se réalise généralement par une combinaison de plusieurs modes de transfert. Par exemple, un chauffage central, combine successivement la convection

(en général forcée) pour chauffer le circuit du fluide à partir de la chaudière, puis la conduction pour chauffer les parois du radiateur qui à leur tour réchauffent l'air en contact, et enfin la convection (en général naturelle) de l'air associée au rayonnement de la masse du radiateur (d'où son nom).

Parfois le transfert thermique s'accompagne d'un transfert de matière. Par exemple, dans le cas de l'ébullition d'un liquide, une partie du liquide subit un changement d'état physique et le gaz ainsi créé se sépare du liquide. [30]

II .5 .Les régimes permanents

Ce sont les régimes pour lesquels la température en tout point du milieu est indépendante du temps, le déséquilibre est entretenu par les sources de chaleur. [31]

$$\Delta T(M) = -\frac{P(M)}{\lambda} \tag{2.13}$$

Il s'agit de résoudre le système d'équations linéaires.

$$\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i\, T\right) s_i = f_i\,(M_i) \tag{2.14}$$

S_i : Représente la surface de la frontière extérieure i_2 l'indice i est au maximum égal à 6.

II .6.Les régimes transitoires

Les régimes transitoires correspondent à l'évolution d'un système d'un état initial (permanent ou en équilibre) vers un état final (permanent ou en équilibre) provoquée par un changement à l'instant initial des sources; le champ de température T (M ,t) dépend du champ de température initial T (M ,0) mais l'influence de celui-ci s'estompe avec le temps. A l'instant initial, au moins une source change, par contre elles demeurent constantes ensuite. Les régimes transitoires ne doivent pas être confondus avec les régimes variables pour lesquels les sources évoluent au cours du temps

$$\Delta T\,(M) - \frac{1}{a}\frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{P(M)}{\lambda} \tag{2.15}$$

Le champ de températures est régi par le système d'équations

$$(\lambda\, \frac{\partial T}{\partial n_i} + h_i\, T)_{si} = f_i\,(M_i) \tag{2.16}$$

$$T(M,0) = F(M) \tag{2.17}$$

La méthode générale de résolution par les fonctions de Green ne peut être envisagée sans posséder une bonne maîtrise préalable de la technique de séparation de variables avec développement en série de fonctions orthogonales.[31]

II .7 .Le nombre de Reynolds

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est définit par l'expression suivante:

$$Re = \frac{u_m d}{v} \qquad (2.18)$$

Avec v est la viscosité cinématique du fluide

-si Re < 2400 on est en regime laminaire
-Pour des vitesses plus élevées, Re >> 2400, le régime turbulent apparaît. [32]

II .8.Le nombre de Nusselt

Ce nombre caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi, il est définit comme suit :

$$Nu = \frac{hd}{k} \qquad (2.19)$$

II .9. Transfert thermique par ailettes

Une ailette est une petite aile dont le rôle peut être de produire une sustentation. Il s'agit souvent d'une simple feuille plate de métal ou d'un autre matériau.
Lorsqu'elle participe au transfert thermique, l'ailette a pour fonction d'augmenter la surface d'échange pour maximiser les transferts de chaleur entre un élément plan et un fluide extérieur. Le transfert entre l'ailette et le radiateur se fait par conduction, alors que les échanges avec le fluide extérieur ont lieu par convection. On peut citer, par exemple :
-Microprocesseurs : les ailettes servent à rendre les radiateurs plus efficaces, en augmentant la surface d'échange avec l'air (échange encore renforcé par le flux d'air d'un ventilateur)
-radiateurs de moteur thermique : on utilise des ailettes métalliques pour augmenter la surface de contact thermique des tubes des radiateurs avec le flux d'air qui les traverse, afin d'améliorer les échanges thermiques.
L'efficacité d'une ailette est défini comme le rapport entre la chaleur transmise à travers celle-ci et la chaleur qui serait transmise par convection ou rayonnement à partir de la surface de base de la pièce métallique, si l'ailette était supprimée un ventilateur assure un flux d'air continu quelle que soit la température de l'air ambiant ou lorsque le flux d'air naturel est trop faible (lors de l'arrêt d'un véhicule par exemple).



Figure II-5 : Echangeur de chaleur à ailettes.

II .10 .Les chicanes

Les chicanes sont des aubes ou des panneaux de direction ou d'obstruction du flux utilisés dans certains récipients de processus industriels (réservoirs), tels que les échangeurs de chaleur à calandre et à tube , les réacteurs chimiques et les mélangeurs statiques . Les chicanes font partie intégrante de la conception de l'échangeur de chaleur à calandre et tube. Un déflecteur est conçu pour supporter les faisceaux de tubes et diriger le flux de fluides pour une efficacité maximale. La conception et les tolérances des déflecteurs pour les échangeurs de chaleur sont décrites dans les normes de l'association des fabricants d'échangeurs tubulaires.

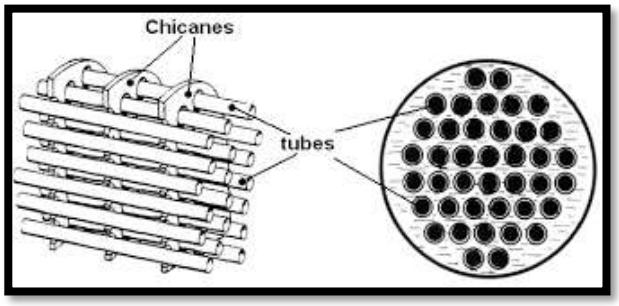


Figure II-6 : les échangeurs de chaleur.

II .11.Définitions des chicanes

Dans une chaudière, pièce destinée à allonger le parcours des gaz de combustion avant d'atteindre la boîte à fumée afin d'améliorer les échanges de chaleur.

II .12 .Types de chicanes :

II .12.1.Chicanes horizontales:

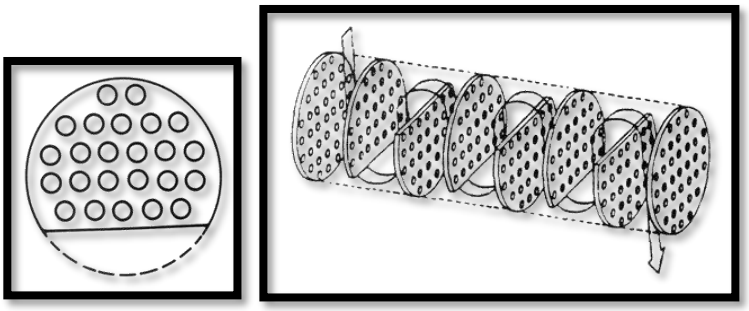


Figure II-7.Chicane horizontale.

II .12.2. Chicanes verticales:

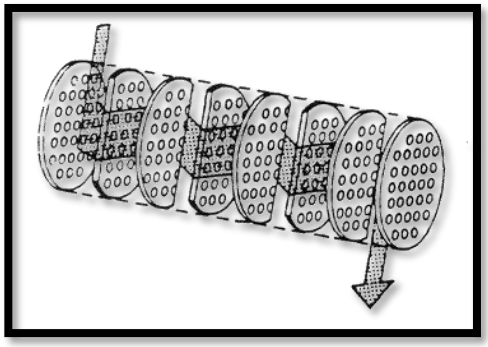


Figure II-8. Chicane verticale.

II .12.3. Chicanes par disques et couronnes :

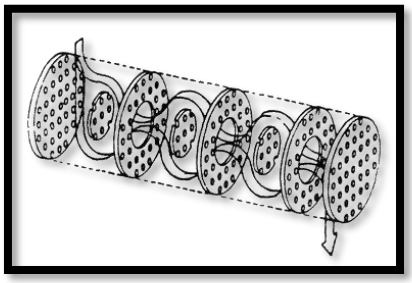


Figure II-9. Chicanes par disques et couronnes

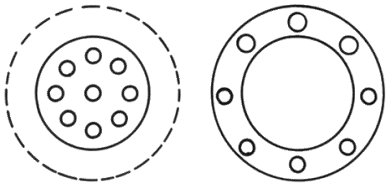


Figure II-10. Disque / Couronne.

II .12.4.Chicanes annulaires **:**

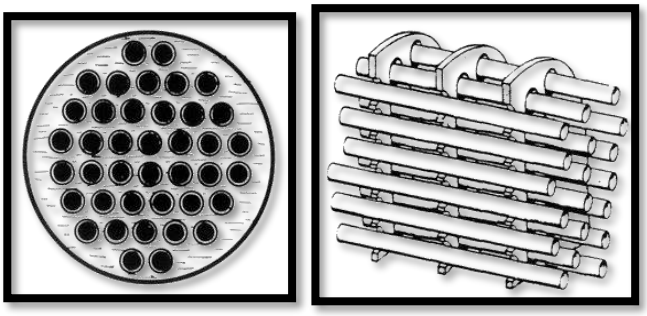


Figure II-11. Chicanage annulaire

II .13. Types de déflecteur

La mise en œuvre des chicanes est décidée en fonction de la taille, du coût et de leur capacité à apporter un soutien aux faisceaux de tubes et à l'écoulement direct:

1. Déflecteurs longitudinaux (utilisés dans une coque à deux passes)

2. Déflecteurs d'impact (utilisés pour protéger le faisceau lorsque la vitesse d'entrée est élevée)
3. Chicanes à orifice
4. Un seul segment
5. Double segmentaire
6. Support / baffles d'obturation
7. Déflecteurs de désaccordages utilisés pour réduire les vibrations du tube

II .14. Le rôle des chicanes

Elles jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert thermique, ou des ailettes montées sur les tubes pour augmenter la surface d'échange lorsque les fluides en présence ont des coefficients d'échange très différents (échangeurs air / eau par exemple). [33]

II .15. Utilisation de chicanes

Les principaux rôles d'un déflecteur dans un échangeur de chaleur à calandre et tube sont les suivants:

-Maintenir les tubes en position (évitant l'affaissement), à la fois en production et en fonctionnement

- Prévenir les effets de la privation de vapeur, qui augmente à la fois avec la vitesse du fluide et la longueur de l'échangeur flux de fluide direct côté coque le long du champ de tubes. Cela augmente la vitesse du fluide et le coefficient de transfert de chaleur efficace de l'échangeur.

-Dans un mélangeur statique, des chicanes sont utilisées pour minimiser la composante tangentielle de la vitesse qui provoque la formation de vortex, et favorise ainsi le mélange.

-Dans un réacteur chimique, des chicanes sont souvent fixées aux parois intérieures pour favoriser le mélange et ainsi augmenter le transfert de chaleur et éventuellement les vitesses de réaction chimique.

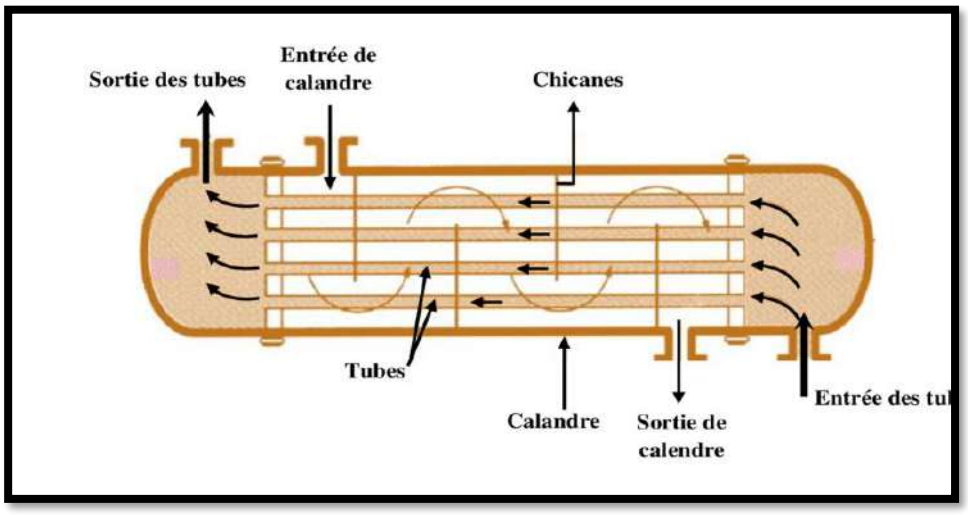


Figure II-12 : principe d'un échangeur de chaleur

II .16.Nanofluide :

Un nanofluide est un fluide contenant des particules de taille nanométrique, appelées nanoparticules. Ces fluides sont des suspensions colloïdales élaborées de nanoparticules dans un fluide de base. Les nanoparticules utilisées dans les nanofluides sont généralement

constituées de métaux, d'oxydes, de carbures ou de nanotubes de carbone. Les fluides de base courants comprennent l'eau, l'éthylène glycol et l'huile. [34]

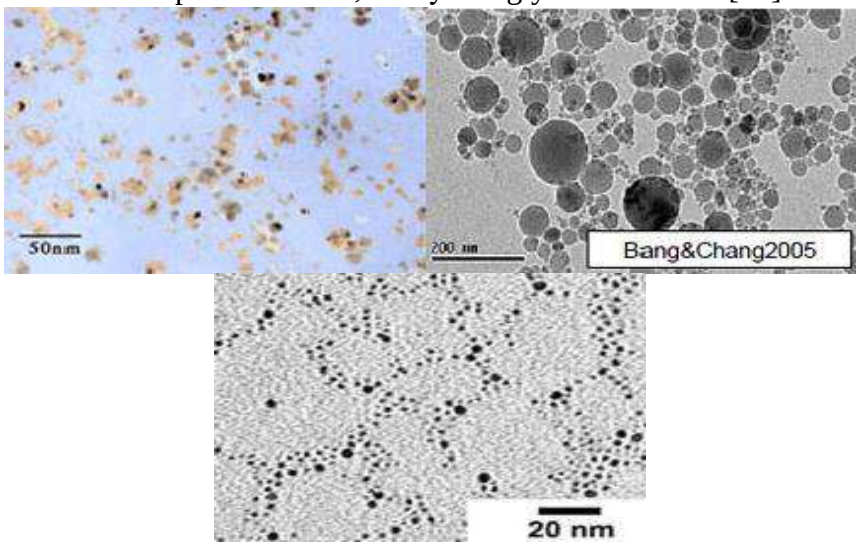


Figure II-13:Nanofluides vu sous microscope électronique éthylène glycol+cuivre à 0,5 %; eau + alumine; eau + or à 2 nm

Les nano fluides ont de nouvelles propriétés qui les rendent potentiellement utiles dans de nombreuses applications de transfert de chaleur , y compris la microélectronique, les piles à combustible , les procédés pharmaceutiques et les moteurs hybrides , le refroidissement du moteur / la gestion thermique du véhicule, le réfrigérateur domestique, le refroidisseur, la chaleur échangeur, dans le broyage, l'usinage et dans la réduction de la température des fumées de chaudière. Ils présentent une conductivité thermique et un coefficient de transfert de chaleur convectifs améliorés par rapport au fluide de base. Le comportement des nano fluides s'avère essentiel pour décider de leur aptitude aux applications de transfert de chaleur par convection. Les nano fluides ont également des propriétés acoustiques spéciales et dans les champs ultrasoniques affichent une reconversion supplémentaire d'onde de cisaillement d'une onde de compression incidente; l'effet devient plus prononcé à mesure que la concentration augmente.

Dans des analyses telles que la dynamique des fluides computationnelle (CFD), les nanofluides peuvent être supposés être des fluides monophasés cependant, presque tous les nouveaux articles universitaires utilisent une hypothèse en deux phases. La théorie classique des fluides monophasés peut être appliquée, où les propriétés physiques du nanofluide sont prises en fonction des propriétés des deux constituants et de leurs concentrations. Une approche alternative simule les nanofluides en utilisant un modèle à deux composants.

L'étalement d'une gouttelette de nanofluide est favorisé par la structure de commande de type solide de nanoparticules assemblées près de la ligne de contact par diffusion, ce qui donne lieu à une pression structurelle disjointe au voisinage de la ligne de contact. Cependant, une telle amélioration n'est pas observée pour les petites gouttelettes avec un diamètre de l'échelle nanométrique, parce que l'échelle de temps de mouillage est beaucoup plus petite que l'échelle de temps de diffusion.

II .17. Définition des nano fluide :

Un fluide incompressible est un fluide dont le volume est considéré comme constant quelle que soit la pression qu'il subit, tout fluide étant en réalité sensible à la pression.
Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés.

Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. Or, les fluides les plus employés tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol (EG) ne disposent que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des solides cristallins. Avec les nanofluides, l'idée est alors d'insérer, au sein du fluide de base, des nanoparticules afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange. Ce terme nanofluide a été introduit par choix nanofluides pour les applications thermiques et reste couramment utilisé pour désigner ce type de suspensions.

L'idée d'améliorer les propriétés thermiques de fluides par l'adjonction de particules n'est pas nouvelle, mais l'utilisation de particules de taille nanométrique permet potentiellement de minimiser considérablement les problèmes d'érosion et de sédimentation rencontrés avec les particules de taille plus élevée. De plus, certains auteurs ont mis en avant des performances thermiques améliorées en conductivité thermique et en échange thermique liquide et liquide/ vapeur dues à la taille nanométrique.

Débutée il y a une dizaine d'années, l'activité de recherche sur les nanofluides croît de manière quasiment exponentielle depuis lors pour atteindre, à l'automne 2008, 92 brevets, 268 présentations dans des conférences internationales, 6 livres ou chapitres de livre, 454 articles de revues scientifiques, 34 rapports et 15 thèses sur le sujet (recensement non exhaustif).



Figure II-14 : Nano fluides pour les applications thermiques

II 18. Applications

Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques à ferro-fluides, agents de contraste en

imagerie médicale), pour leurs propriétés électriques (dépôt conducteur électro-mouillage pour lentilles liquides), et de marquage de cellules ou de contrefaçon avec des nanoparticules fonctionnalisées...

En thermique, les nanofluides peuvent être utilisés partout où des flux de chaleur importants doivent être évacués par des boucles liquides fermées : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, automobile...

Les nanofluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et rayons X de forte puissance, ainsi que des MEMS (voir liste des abréviations et des symboles).

La très petite taille des nanoparticules et les propriétés lubrifiantes de certaines d'entre elles permettraient leur emploi comme fluide pour les transmissions, les boîtes de vitesses et les huiles de moteur thermique.

En diphasique, en parvenant à améliorer leurs performances, on peut envisager des systèmes de climatisation et frigorifiques améliorés, ainsi que l'utilisation de caloducs plus performants pour les applications spatiales et en refroidissement électronique.

Il est également envisagé d'utiliser l'augmentation de flux critique pour les circuits d'injection de secours de centrales nucléaires à eau pressurisée

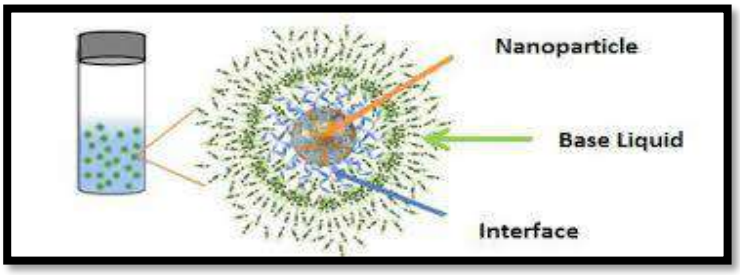


Figure II-15: Engineering Nanofluids for Heat Transfer Applications

II .19. Domaines d'application des Nanofluides

Les Nanofluides peuvent être employés pour améliorer le transfert thermique de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section quelques exemples d'application seront présentés tel que le transport, la micro- électronique, la défense, le nucléaire, l'espace et la biomédicale.

II .19. 1. Refroidissement des systèmes électroniques

Dans le circuit intégré les nanofluides ont été considérés comme fluides de refroidissement. Pour cela plusieurs études ont été effectuées. Tsai et Al ont employé un nano fluide à base d'eau pour refroidir une unité centrale de traitement dans un micro- ordinateur. De leur coté Ma et Col ont étudié l'effet du nanofluide sur les possibilités de transfert de la chaleur d'un caloduc

d'oscillation. Ils ont prouvé qu'a la puissance d'entrée de 80 W et seulement pour une concentration volumique de φ=1% la différence de température entre la vaporisation et le condensateur est de 16.6°C.

II .19.2.Refroidissement des systèmes thermiques

Le mélange d'éthylène-glycol et l'eau sont utilisés comme liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules l'addition des nanoparticules dans ces liquides ce dernier améliore le taux de refroidissement. Ce point est étudié par plusieurs groupes de chercheurs, Tzeng et Al ont dispersé les nanoparticules de CuO et Al2O3 dans l'huile de refroidissement du moteur de transmission. Dans une autre application, Zhang et al ont rapporté une étude pour réduire l'usure (lubrification) à l'aide des nanoparticules, et améliorer les propriétés tribologiques et la résistance à l'usure avec la réduction de frottement entre les éléments mécaniques mobiles. [35]

II .19.3.Refroidissement des systèmes militaires

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement de l'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigées. Ces derniers impliquent des flux thermiques très élevés (q>500 a 1000 W/cm^2), ou les Nanofluides ont montré leur efficacité pour refroidir ces systèmes et aussi les autres systèmes militaire y compris les véhicules militaires les sous-marins et les diodes lasers à haute puissance.

II .19.4.Refroidissement des systèmes spatiaux

Pour les applications dans l'espace You et al [36] et Vassallo et al [37] ont effectué des études pour montrer que la présence des nanoparticules dans le fluide de refroidissement en électronique générale joue un rôle très important dans les applications de l'espace ou la densité de puissance est très élevée.

II .19.5.Refroidissement des systèmes nucléaires

L'institut de Technologie de Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaire uniquement pour la nouvelle technologie (Nanofluide) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des Nanofluides sur la sûreté neutronique et de la performance économique des systèmes nucléaires.

II .19.6.La biomédecine

Les Nanofluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédecine. Par exemple pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles de traitement du cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées comme transporteur des drogues. Aussi pour une chirurgie plus sûre en produisant le refroidissement efficace autour de la région chirurgicale, Jordan et al [38] ont effectué

une étude ou les nanofluides pourraient être employés pour produire une température plus élevée autour des tumeurs pour tuer les cellules cancéreuses sans affecter les cellules saines voisines.

II .20.Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique y traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

L'intérêt du dispositif réside dans la séparation des deux circuits et dans l'absence d'autres échanges que la chaleur, qui maintient les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration en éléments chimiques...) de chaque fluide inchangées hormis leur température ou leur état.

Un échangeur se caractérise par les fluides en présence, le but recherché et la puissance à mettre en œuvre ; ces critères déterminent sa forme et ses dimensions optimales.

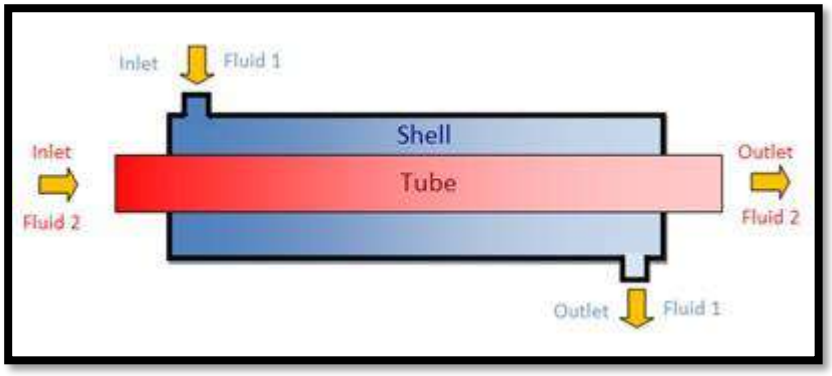


Figure II-16 : un échangeur de chaleur

II .21. Principal but et fonctions d'un échangeur thermique

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées : les principales en sont les suivantes.

-Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.

-Récupérateur thermique qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.

-Réfrigérants (et aéro-réfrigérant lorsque le vecteur de refroidissement est l'air, réfrigérant sur eau) qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur – fonction essentielle dans de nombreux prouesses.

-Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage. Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.

-Des humidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de centrale de traitement d'air (CTA).D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique.

-Évaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC), réfrigérateur. Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique ;

-Équipements qui permettent la congélation et la fusion d'une phase liquide ou vapeur grâce à une paroi refroidie en dessous du point triple du fluide. Ces dispositifs sont utilisés pour assurer la séparation de plusieurs corps, assurer le stockage d'énergie thermique (stockage de glace ou stockage par MCP), produire une phase solide pour divers usages.

-Le caloduc (Heat Pipe), véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments électroniques (Microprocesseur ou électronique embarquée), la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme.

On notera qu'un même échangeur peut assurer plusieurs fonctions dans des domaines applicatifs variés.

II .22. Technologie des échangeurs

Difficile d'être exhaustif sur la description technologique des échangeurs tant la diversité de ces appareils et de leurs variantes en fonction des constructeurs est importante. La Figure 17 rappelle de façon synthétique les principales classes d'échangeurs suivant des critères strictement technologiques.

Les échangeurs tubulaires (tubes et calandre, coaxial et autres) sont les plus répandus et représentaient, en 1998, quasiment 50% des parts de marché en Europe. Les échangeurs dits compacts (échangeurs à plaques et joints, par exemple), qui ont connus une croissance importante dans les années 1990, tendent à faire diminuer ce pourcentage mais la grande adaptabilité des échangeurs tubulaires (tenue en pression et en température, diversité des matériaux) fait qu'il est difficile d'assurer leurs remplacements par d'autres technologies

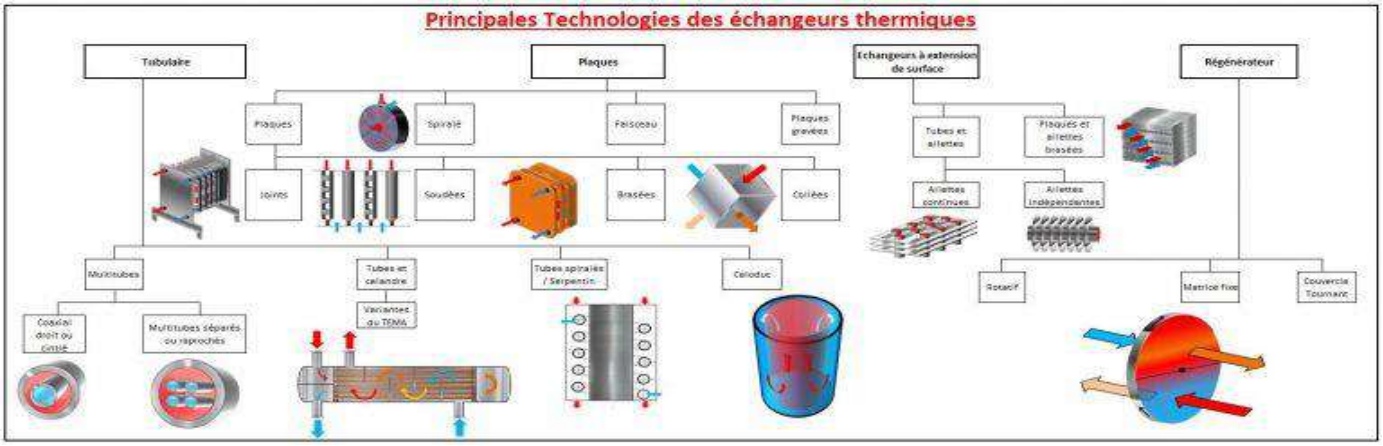


Figure II-17 : principales technologies des échangeurs thermiques

II .23. Fonctionnement général d'un échangeur thermique

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur, mais tous fonctionnent suivant les mêmes processus physiques d'échanges, c'est-à-dire :

– la conduction qui représente les échanges à travers les parois (le plus souvent métalliques),

– la convection qui représente les échanges entre les fluides et les parois,

– le rayonnement qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois (principalement infra rouge) bien que ce dernier soit souvent négligeable (car pris en compte uniquement pour un fonctionnement à haute température).

On distingue également trois modes d'écoulement différents :

– celui à co-courants : écoulements parallèles des fluides et dans la même direction ;

– celui à contre-courants : écoulements parallèles des fluides mais dans des directions inverses

– et celui à courants croisés : écoulements perpendiculaires entre les deux fluides.

Le mode de circulation influe également sur la qualité et l'efficacité du transfert. Un échangeur dit anti-méthodique (ou à co-courants) signifie que l'entrée des deux fluides (chaud et froid) se situe du même coté de l'échangeur. La configuration dite méthodique est celle ou les fluides circulent à contre-courants. On l'appelle méthodique car c'est cette configuration qui permet d'obtenir les meilleures performances d'échangeurs. En effet, pour une circulation à co-courant des fluides, la température de sortie du fluide chaud ne pourra pas être plus basse que la température de sortie du fluide froid tandis qu'à contre courant, il est possible d'abaisser la température du fluide chaud à une valeur qui tendra vers la température d'entrée du fluide froid. Des représentations graphiques illustreront plus loin ces distinctions.

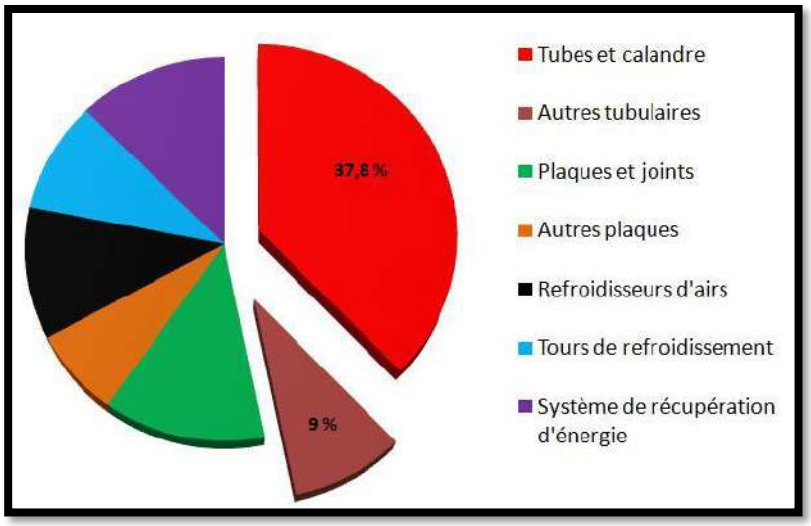


Figure II-18 : exemples sur le fonctionnement des échangeurs thermique

II .24. Calcul de la puissance thermique d'un échangeur :

II .24.1.Le bilan thermique

L'équation de bilan d'énergie exprime, conformément au premier principe de la thermodynamique, l'égalité des flux de chaleur échangés par chacun des fluides circulant dans l'échangeur thermique, en négligeant les pertes vers l'extérieur.
La puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente (correspondant à l'enthalpie de changement d'état) lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique).

II .24.2. Echange monophasique

Lorsque l'on parle de transfert monophasique, cela signifie que les fluides en présence restent sous une même et unique phase et ne changent pas d'état (il reste uniquement à l'état gazeux ou liquide) : les échanges de chaleur se traduisent ainsi uniquement par une élévation ou une baisse de leur température. On parle alors d'échange sous forme de chaleur sensible.

La puissance échangée (P en Watt) entre deux fluides à l'état monophasique, dépend essentiellement des trois critères suivants :

- Le débit massique des fluides (Q_m en [kg/s]),
- Les propriétés thermo-physiques des fluides (masse volumique (ρ en [kg/m^3]) et chaleur spécifique (Cp en [J/kg-K])).
- L'écart de température que vont subir les fluides (ΔT en [K] ou en [°C]), l'échangeur étant représenté (configuration co-courant) sur la Figure ci âpres.

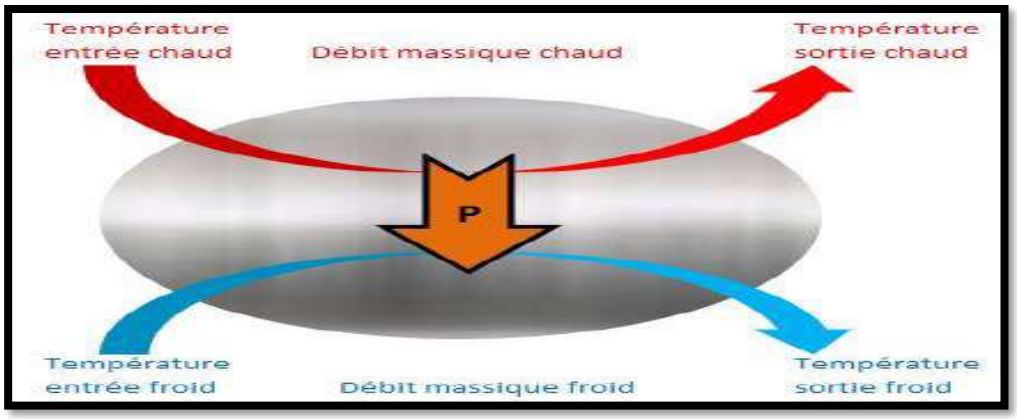


Figure II-19 : l'échange monophasique

La chaleur se dirigeant toujours du fluide chaud vers le fluide froid et en faisant l'hypothèse que les échanges vers l'extérieur sont nuls (cas d'un échangeur isolé), on a logiquement:

{T entree chaud} > {T sortie chaud}

{T entree froid} < {T sortie froid}

De ce fait, on peut exprimer la puissance échangée par chacun des fluides avec les expressions suivantes qui impliquent la notion de conservation de l'énergie :

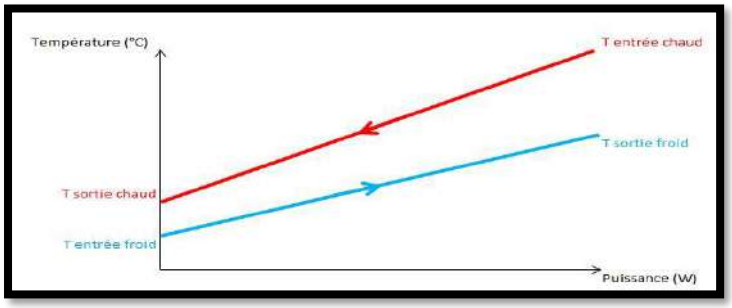
$$P = qm_c \times \mathrm{Cp_c} \times \Delta \mathrm{T_c} = -qm_f \times \mathrm{Cp}_f \times \Delta \mathrm{T}_f \qquad (2.20)$$

$$\Delta T_c = Te_c - Ts_c$$
$$\Delta T_f = Te_f - Ts_f \qquad (2.21)$$

On notera également que de manière générale, les valeurs des propriétés thermo physiques des fluides sont retenues comme étant des constantes calculées à la valeur moyenne de température et de pression de chacun des fluides.

Grâce à l'écriture de ces bilans thermiques, on peut ainsi facilement retrouver une grandeur (par exemple la température de sortie du fluide froid) si on connait l'ensemble des autres grandeurs.

Une représentation assez courante des échanges thermiques entre deux fluides est le diagramme Température-Enthalpie (ou Température-Puissance). Dans le cadre d'un échange par chaleur sensible uniquement, la représentation est celle de la Figure suivante



Ici, on illustre une configuration à contre-courant (comme pour les exemples qui suivent) où le fluide chaud (en rouge) entre du côté opposé à celui du fluide froid (en bleu) : on rappelle que, dans cette configuration, le fluide chaud peut être refroidit à un niveau plus bas que la température de sortie du fluide froid tandis que le fluide froid peut, lui aussi, être chauffé à une température plus haute que la température de sortie du fluide chaud.

II .24.3. Échange diphasique

Lorsque l'on parle de transfert diphasique, cela signifie que les fluides en présence vont changer d'état (ou de phase) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur : les échanges de chaleur se traduisent ainsi quasiment uniquement par un changement d'état sans élévation ni baisse de leur température (pour les corps pures à pression constante). On parle alors d'échange sous forme de chaleur latente.

Les changements de phase les plus fréquemment rencontrés dans le domaine des échangeurs de chaleur sont l'évaporation (Liquide → Gaz) et la condensation (Gaz → Liquide), notamment dans le domaine du génie climatique (cycle des pompes à chaleur pour la production de froid) et de la production d'énergie électrique (via un cycle de Rankine pour la production d'énergie mécanique puis électrique via un alternateur).

Les autres changements de phase, tels que la fusion et la solidification, restent encore des domaines plus marginaux bien qu'appliqués de plus en plus par l'utilisation grandissante des MCP (Matériaux à changement de phase). On citera également la sublimation (Solide→ Gaz) qui est utilisé, par exemple, dans les procès de lyophilisation.

La puissance échangée (P en [W]) entre deux fluides qui vont changer de phase dépend essentiellement des trois critères suivants :

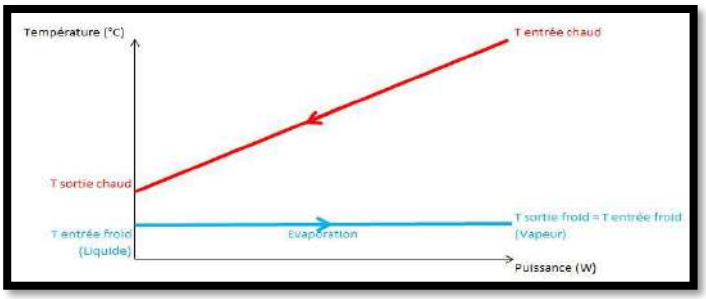
- Le débit massique des fluides (q_m en [kg/s]),
- La chaleur latente ou enthalpie de changement de phase (liquide/vapeur le plus couramment) qui est une propriété thermo-physique des fluides (noté L_v ou Δh_{lv} en [J/kg]).
- Le titre massique (noté x_v) d'une des phases (en général la phase vapeur pour un mélange liquide/vapeur). Ce titre massique est définit comme le rapport du débit massique de la phase vapeur au débit massique des deux phases (c'est-à-dire le débit massique total de fluide), il est donc compris entre 0 (phase totalement liquide) et 1 (phase totalement vapeur) :

Pour une évaporation (ou une condensation) totale, on peut donc dire que l'on passe d'un titre de vapeur de 0 à un titre de vapeur de 1 (ou inversement pour la condensation) donc $\Delta x_v=1$. Le fluide chaud (indice c) va par exemple se condenser totalement et le fluide froid va s'évaporer totalement

On notera que la détermination de l'enthalpie de changement de phase est dépendante de la pression ou de la température de saturation du fluide (en sachant que ces deux paramètres sont dépendants l'un de l'autre).

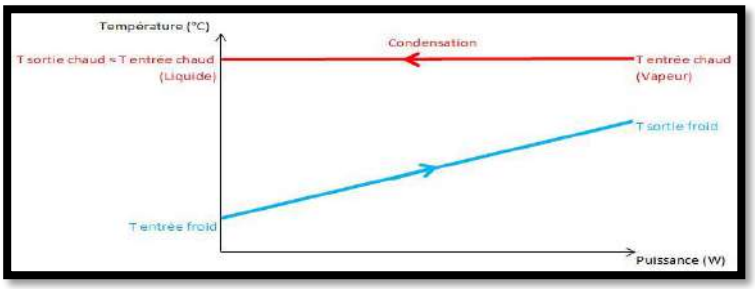
Lorsque la condensation ou l'évaporation est partielle (i.e. $0 < x_v < 1$), on fait alors intervenir la différence du titre massique entre l'entrée et la sortie du fluide.

Pour un changement de phase sur le fluide froid (évaporation) avec un fluide chaud monophasique, on peut par exemple rencontrer l'évolution suivante dans le diagramme Température-Puissance



Ici, le fluide froid entre dans l'échangeur à l'état liquide saturé (par exemple eau liquide à 1 bar et 100°C donc x_v=0) et s'évapore jusqu'à saturation vapeur (par exemple vapeur d'eau à 1 bar et 100°C donc x_v=1) par l'apport d'énergie thermique issue du fluide chaud qui par conséquent se refroidit.

Pour un changement de phase sur le fluide chaud (condensation) avec un fluide froid monophasique, on peut avoir l'évolution du diagramme Température-Puissance



Ici, nous somme dans la situation inverse : le fluide chaud entre dans l'échangeur à l'état vapeur saturée et se condense jusqu'à saturation par l'extraction d'énergie thermique issue du réchauffement du fluide froid.

II .25. Rôle de l'échangeur thermique

L'échangeur thermique a pour rôle de transférer l'énergie calorifique d'un fluide vers un autre, ceci sans les mélanger. Dans le cas d'un système de chauffage ou de production d'eau chaude, un premier fluide dit « chauffant », considéré comme le fluide primaire, sert à chauffer le fluide secondaire. Pour un bon échange, les deux fluides doivent être de température différente, c'est pour cela que l'un est chaud et l'autre froid.

Pour effectuer le transfert de chaleur, l'échangeur thermique a besoin d'un matériau qui soit assez conducteur afin d'optimiser l'échange, tout en limitant le plus possible les déperditions de chaleur. Dès lors que le transfert de chaleur s'effectue entre les deux fluides, alors l'échangeur thermique a pleinement accompli sa mission.

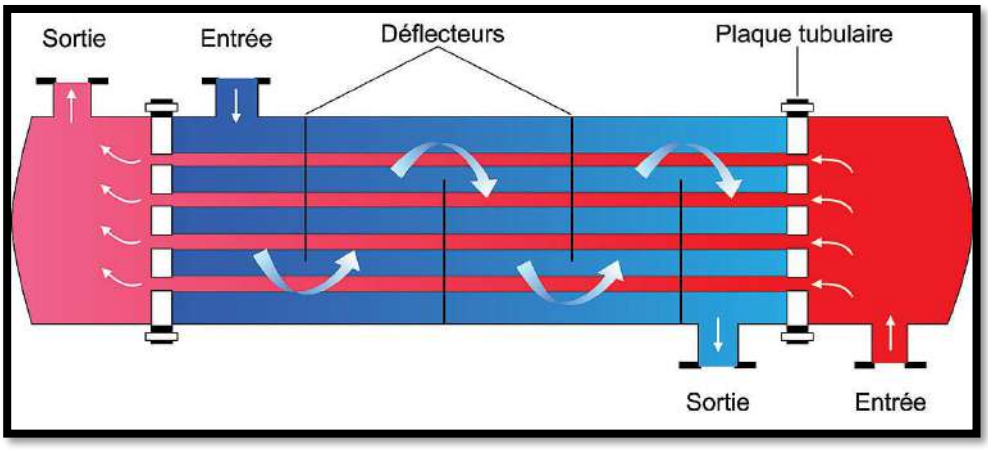
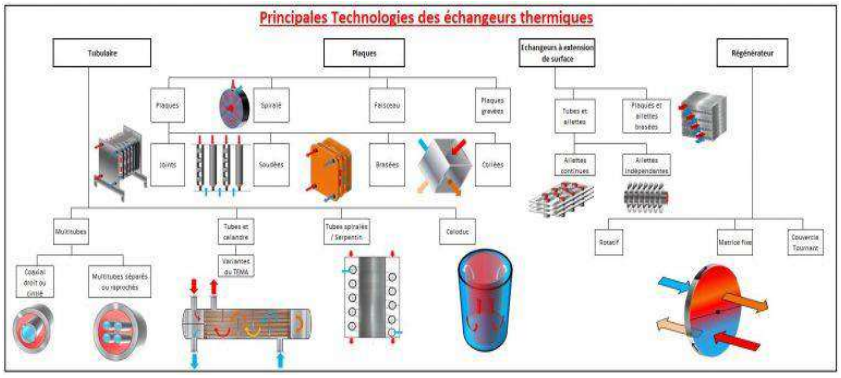


Figure II-20 : les principaux organes de l'échangeur thermique

II .26. Le principe de fonctionnement

Il faut en outre savoir que l'échangeur thermique ne sert pas seulement à réchauffer un fluide. Selon le système pour lequel il est utilisé, son rôle est d'assurer la réfrigération du fluide, c'est le cas pour les climatiseurs ou encore les réfrigérateurs.



Figures II-21 : Principales technologie des échangeurs thermique

II.27. Son principe de fonctionnement

Pour fonctionner, l'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant des calories. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé.

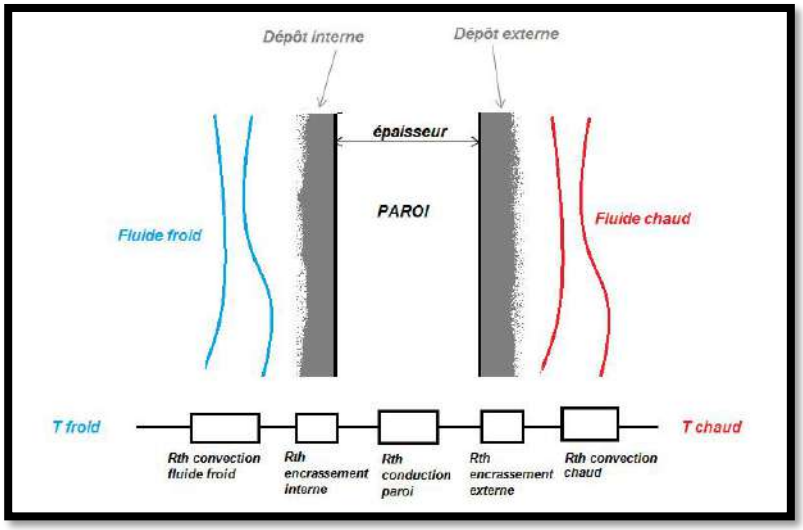


Figure II-22 : explication du fonctionnement de l'échangeur thermique

II.28.La nature et évolution des fluides

Les fluides peuvent être de nature différente selon l'échangeur thermique utilisé. On trouve ainsi des échangeurs thermiques dont les fluides sont :

- De l'eau
- Un liquide caloporteur
- De l'air
- De l'huile
- De la vapeur d'eau

Ces fluides peuvent évoluer différemment d'un échangeur thermique à l'autre. Ainsi, ils peuvent circuler :
À contrecourant, lorsqu'ils se déplacent dans un sens opposé l'un par rapport à l'autre.
À courants parallèles, ou à co-courant, lorsqu'ils évoluent tous deux dans le même sens.
À courants croisés, dès qu'ils se déplacent à la fois à contrecourant et à co-courant.

L'évolution à co-courant est peu prisée, car les deux autres possibilités sont plus efficaces. De ce fait, on trouve beaucoup d'échangeurs thermiques dont les fluides évoluent à contre-courant ou à courants croisés.

II.29.Les matériaux les plus utilisés

Pour que l'échangeur thermique fonctionne bien, la capacité conductrice d'un matériau est primordiale. En effet, plus le matériau sera conducteur, plus l'échange de chaleur sera optimal et efficace. Parmi les matériaux les plus utilisés, on retrouve notamment :

- Le cuivre
- L'inox
- L'aluminium
- L'acier

Ce sont ces matériaux que l'on trouve dans la plupart des radiateurs à inertie fluide, des chaudières, ou encore des chauffe-eaux. On les trouve aussi dans les radiateurs des véhicules ou encore dans les VMC.

Conclusion

Les échangeurs de chaleur servent à beaucoup d'choses, principalement à échanger de l'énergie thermique. On les utilise donc d'abord dans toutes les opérations de refroidissement et de chauffage d'un fluide. Mais ils peuvent aussi, dans certaines applications servir de condensateurs ou d'évaporateurs, si un fluide a besoin d'être gazéifié, liquéfié ou si l'on veut récupérer son eau, par exemple. L'échangeur de chaleur est donc nécessaire pour chauffer, refroidir, condenser, évaporer tous types de fluides, ce qui le rend indispensable dans presque tous les procédés industriels. Il est donc facile de comprendre que la performance d'un échangeur de chaleur influe grandement sur la performance de toute l'installation. Il faut donc choisir son échangeur (modèle et fournisseur) consciencieusement lors d'une acquisition, mais encore plus lors d'un remplacement, car un modèle à la technologie adapté peut faire gagner beaucoup d'argent et d'énergie. Les fabricants s'efforcent de proposer des produits qui puissent être amortis en seulement un an grâce aux économies qu'ils permettent.

CHAPITRE III : MODELISATION PHYSIQUE ET FORMULES MATHEMATIQUES

Introduction

Les échangeurs de chaleur solaires sont des dispositifs thermiques qui sont utilisés dans les systèmes solaires pour convertir le rayonnement solaire en énergie thermique.

Ils se composent généralement de plusieurs canaux à des échelles millimétriques à centimétriques. En raison de la demande croissante pour l'utilisation de l'énergie thermique, la recherche sur les conceptions de canaux avancés est devenue importante pour atteindre un rendement énergétique élevé en améliorant leurs caractéristiques d'écoulement et thermiques .

En particulier, le principal objectif de nombreuses études est d'améliorer les comportements d'écoulement et thermiques à l'intérieur des canaux solaires lorsque le canal a des zones étendues avec des chicanes et des ailettes.

La méthode de déroutement est considérée comme l'une des approches les plus largement appliquées pour améliorer les performances thermiques de divers systèmes industriels tels que les capteurs solaires, les régénérateurs thermiques à refroidissement interne, les échangeurs de chaleur à tubes et tubes (STHE), les dispositifs de refroidissement électroniques et les mélangeurs statiques.

L'introduction de chicanes, d'ailettes et de nervures perturbe l'écoulement du fluide sur tout le canal avec la création de courants inverses, conduisant à un bon mélange du fluide et à une turbulence intensifiée de l'écoulement du fluide, ce qui améliore le transfert thermique.

Généralement, ces chicanes, ailettes et nervures, qui augmentent le flux de turbulence, sont considérées comme des turbulateurs.

Différentes formes de turbulateur ont été utilisées dans différentes études expérimentales et numériques pour améliorer les performances thermiques des capteurs solaires.

III-1 Modélisation mathématique :

Dans la présente étude, le flux biphasé et le transfert de chaleur de l'hydrogène liquide (H_2) dans un canal avec différents obstacles sont étudiés. Le schéma du domaine de calcul avec différents obstacles est traité comme indiqué sur la figure III-1. Cette étude est d'un intérêt pratique en raison d'une analyse systématique de l'effet d'un déflecteur détaché et des ailettes plates attachées. La mise en œuvre d'un H_2 HTF à conductivité thermique λ_f élevé avec la technique des chicanes garantira l'amélioration des performances thermiques globales du canal de l'échangeur de chaleur.

Les dimensions géométriques utilisées dans cette étude, c'est-à-dire L, L_{in}, L_{ex}, D_h, S, H, h et w, sont celles rapportées par Demartini et al [41].Dans leur étude numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur contenant des plaques verticales fixées sur les deux parois horizontales du flux de fluide (tableau III-1). Dans cette étude, une analyse combinée de deux technologies est abordée. La 1ère technologie consiste à détourner le flux en incluant des turbulateurs (un déflecteur détaché et une paire d'ailettes attachées) et, par conséquent, en créant des espaces,

On a, dans notre travail, deux différents cas ou le déflecteur est différemment placé et qui sont présenté ci-après

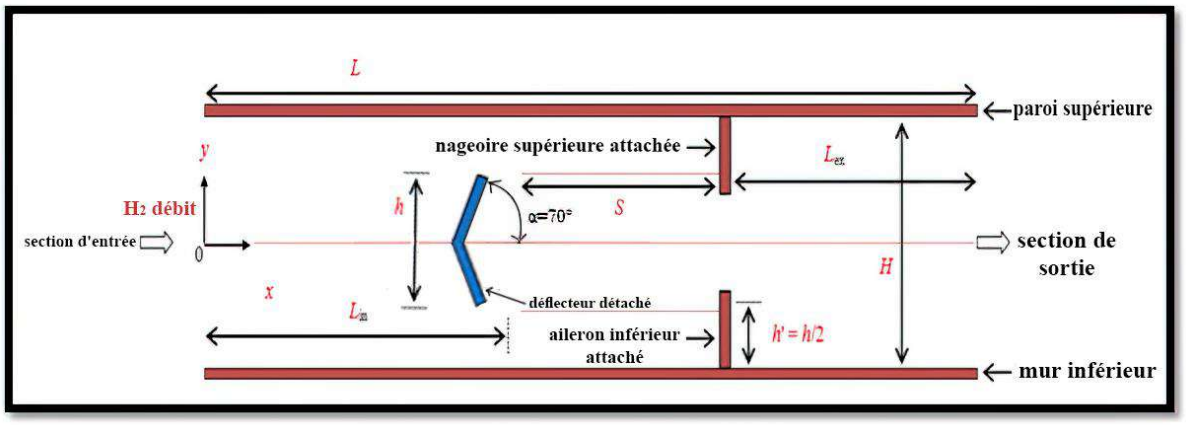


Figure III-1 Schéma d'un domaine de calcul. Les dimensions spécifiques de la géométrie du premier cas.

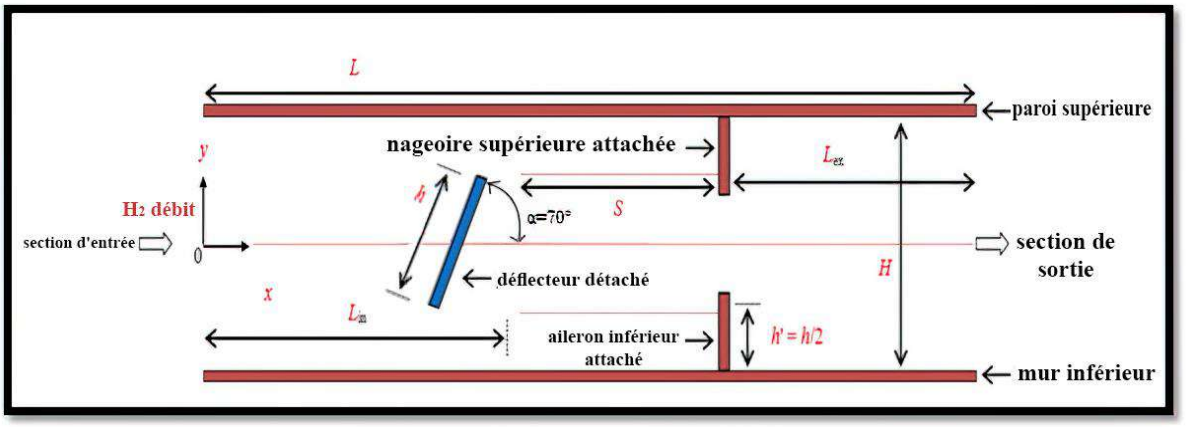


Figure III-2 Schéma d'un domaine de calcul. Les dimensions spécifiques de la géométrie du deuxième cas.

Dimension	Valeur (m)
Longueur du canal (L)	0.554
Distance entrée-déflecteur (L_{in})	0.218
Distance de séparation déflecteur-ailette (S)	0.142
Distance de sortie des palmes (L_{ex})	0.174
Hauteur du canal (H)	0.146
Diamètre hydraulique du canal (D_h)	0.167
Hauteur du déflecteur (h)	0.08
Largeur du déflecteur et des ailettes (w)	0.01

Tableau III-1 Dimensions géométriques du canal actuel à chicanes et à ailettes. [40]

Nom	Type de matériaux
Hydrogène	Fluide
Formule chimique	Matériaux fluides
H_2	Hydrogène (H_2)
Propriétés	Valeurs
Densité, ρ_f (kg m)	0.08189
Chaleur spécifique à pression constante, Cp_f(J kg $^{-1}$ K $^{-1}$)	14283
Conductivité thermique, λ_f (W m $^{-1}$ K $^{-1}$)	0.1672
Viscosité, μ_f (kg m $^{-1}$ s $^{-1}$)	8.41×10^{-6}

Tableau III -2 Propriétés thermiques et physiques du H_2 HTF. [40]

	Oil	MWCNT	Nanofluide φ=0.02	Nanofluide φ=0.04
Chaleur spécifique à pression constante, Cp_f(J kg $^{-1}$ K $^{-1}$)	2032	1700	2012.9	1995.1
Densité, ρ_f (kg m)	2032	2600	901.66	936.32
Conductivité thermique, λ_f (W m $^{-1}$ K $^{-1}$)	0.133	3000	0.5255	0.7912
Viscosité, μ_f (kg m $^{-1}$ s $^{-1}$)	0.0289	-	0.0305	0.0321
Pr	441.53	-	116.83	80.94

Tableau III-3 Propriétés thermiques et physiques du Nanofluide. [39]

	Air	eau
Chaleur spécifique à pression constante, Cp_f (J kg $^{-1}$ K $^{-1}$)	1007	4179
Densité, ρ_f (kg m)	1.184	997
Conductivité thermique, λ_f (W m $^{-1}$ K $^{-1}$)	0.0262	0.6071
Viscosité, μ_f (kg m $^{-1}$ s $^{-1}$)	1.849	0.000871

Tableau III-4 Propriétés thermiques et physiques de l'Air et de l'Eau.

Sécrétant des tourbillons et permettant au fluide d'acquérir une énergie thermique importante. La 2ème technologie consiste à compenser l'air avec un fluide à conductivité thermique λ_f élevé comme le fluide H2 pour augmenter le transport de chaleur entre les deux sections de paroi chaude et de fluide de travail. Les propriétés thermiques et physiques des parois pleines H_2 HTF, l'eau et l'air utilisé sont présentées dans les tableaux 2 et 4, respectivement. D'autre part, la performance du fluide gazeux traditionnel, qui est l'air (sa conductivité thermique), est présentée pour comparer et mettre en évidence l'efficacité du nouveau fluide à base d'hydrogène pour favoriser le transfert de chaleur.

III-1.2Modèle physique :

Plusieurs hypothèses sont prises en compte dans cette analyse :

• Le débit H_2 HTF est régulier,

• Le flux H_2 HTF est turbulent,

• H2 HTF est incompressible (le nombre de Mach est inférieur à 0,3);

Sa valeur est d'environ 0,002 à la plus petite valeur de Re, alors qu'elle est d'environ 0,012 pour la valeur maximale de la même variable.

• La densité H_2 HTF ρ_f est constante.

• La chaleur spécifique H_2 HTF Cp_f est constante.

• La viscosité dynamique H_2 HTF μ_f est constante.

• La conductivité thermique H_2 HTF λ_f est constante.

III-1.3 Équations gouvernantes :

L'équation directrice décrivant l'écoulement du fluide dans le canal de l'échangeur de chaleur à chicane et à ailettes peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi)=\frac{\partial}{\partial x}\left|T_{\Phi}\frac{\partial \phi}{\partial x}\right|+\frac{\partial}{\partial y}\left|T_{\Phi}\frac{\partial \phi}{\partial Y}\right|+S_{\Phi}$$

(3.1)

$\phi \equiv$(u ,v, k,ε and T)

u: x-vitesse

v: y-vitesse

k:énergiecinétiqueturbulente,

ε: taux de dissipation turbulent,

Γ_{ϕ}: coefficient de diffusion turbulente, et.

S_{ϕ}: terme source.

Equation pour$\boldsymbol{\phi}$,Γ_{ϕ}etS_{ϕ} de la Continuité:

$$\phi = 1$$

$$\Gamma_{\phi} = 0$$

$$S_{\phi} = 0$$

X-accélération :

$$\boldsymbol{\phi} = u,$$

$$\Gamma_\Phi = u_e,$$

$$S_\phi = -\frac{\partial p}{\partial x}$$

Y-accélération:

$$\boldsymbol{\phi} = \text{v},$$

$$\Gamma_\phi = u_e$$

$$S_\phi = -\frac{\partial p}{\partial y}$$

Énergie du fluide :

$$\boldsymbol{\phi} = \text{T}$$

$$\Gamma_\phi = \frac{ue}{\sigma_t}$$

$$S_\phi = 0$$

Énergie turbo cinétique (k):

$$\boldsymbol{\phi} = \text{k},$$

$$\Gamma_\phi = u_1 + \frac{u_1}{\sigma_k},$$

$$S_\phi = -\rho.\varepsilon + G$$

Taux de dissipation de la turbulence (ε):

$$\phi = \varepsilon$$

$$\Gamma_\phi = u_1 + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon},$$

$$\text{S} = \frac{\varepsilon}{K}\,(c_1 G - c_2 \rho\varepsilon),$$

Avec

$$u_e = u_i + u_t,$$

$$G = u_t\{2.(\frac{\partial u}{\partial x})^2 + 2.(\frac{\partial v}{\partial y})^2 + (\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y})^2.\},$$

ou:

c_1, c_2, σ_k, σ_ε and σ_T: constante de turbulence pour le model k–ε

μ_e: la viscosité effective.

μ_T: la viscosité turbulente.

μ_l : viscosité laminaire.

III-1.4 Conditions aux limites :

L'échangeur de chaleur à fin détaché et attaché le canal est simulé selon les conditions aux limites hydro-thermes suivantes :

H_2 HTF, à Tin = 300 K, s'écoule dans le canal.

Un champ de vitesse uniforme et unidimensionnel ($u = U_{in}$ à $x = 0$) est considéré à l'entrée, et une pression atmosphérique ($P = Patm$ à $x = L$) à la sortie.

Les parois du canal supérieur et inférieur, ainsi que les surfaces de fixation fin, sont maintenues à température constante ($Tw = 375$ K à $y = \pm H / 2$).

Des conditions de limite imperméable et de mur antidérapant sont appliquées pour les murs pleins

Les équations pour satisfaire ces conditions aux limites sont données ci-après :

Au niveau de la section d'entrée ($x = 0, -H / 2 \leq y \leq H / 2$).

$$u = U_{in}$$

$$v = 0$$

$$T = T_{in} = 300k$$

$$k = k_{in} = 0.005U^2_{in}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{in} = 0.1k_{in}^2$$

Aux parois du canal (paroi supérieure à 0≤x≤L, y = H / 2, et paroi inférieure à 0≤x≤L, y = −H / 2),

$$U = v = 0$$

$$K = \varepsilon = 0$$

$$T = Tw.$$

Au niveau de la section de sortie (x = L, −H / 2≤y≤H / 2),

$$P = Patm$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial X} = 0$$

III-1.5 Paramètres directeurs

Diamètre hydraulique du canal (D_h),

$$D_h = \frac{2HW}{(H+W)}$$

Nombre de Reynolds (R_e),

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho u_m D_h}{\mu}$$

Coefficient de frottement cutané (C_f),

$$Cf = \frac{2\tau_w}{\rho u_m^2}$$

Facteur de frottement (f),

$$f = \frac{2(\Delta p / L)D_h}{\rho u_m^2}$$

Nombre Nusselt local (Nu_x),

$$Nu = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f}$$

Nombre Nusselt moyen (Nu),

$$Nu = \frac{1}{L}\int Nu_x \partial x$$

Corrélation de Dittus et Boelter ,

$$Nu_0 = 0.0023\mathrm{Re}^{0.8}\ pr^{0.4}$$

Corrélation de Petukhov ,

$$f_0 = (0.79Ln\,\mathrm{Re} - 1.64)^{-2} \text{ pour } 3000 \le \mathrm{Re} \le 5 \times 10^6 .$$

III-2 Modélisation numérique

III-2.1 Modèle numérique

Un domaine bidimensionnel d'un solaire avec un canal chicané de l'échangeur de chaleur rempli de H_2 HTF est pris en compte. Ce domaine a été maillé en employant des types structurés,

grilles non uniformes de forme quadrilatérale. Le flux H_2 HTF est en turbulence, et le modèle standard k-epsilon (ε) [68] avec la méthode du volume fini (FVM) [69] est utilisée pour étudier la maquette. La fonction de traitement près de la paroi, la discrétisation

Schémas, schéma itératif, algorithme de prédiction de champ, facteurs de sous-relaxation ainsi que les critères de convergences sont présentés en détail dans le tableau 5.

III-2.2 Indépendance du réseau

En fonction de la thermodynamique et thermique obtenues en valeurs, il a été constaté que les erreurs relatives, Er et Er ′, calculées par les équations (40) et (41), pour modifier les valeurs de u_{max} / U_{in} et Pd_{max} ne dépassent pas respectivement 0.148 et 0.182%, lorsque la densité des nœuds passe de (245 × 95) à (370 × 145).

$$Er = \frac{(u_{\max} / U_{in})_{ref} - u_{\max} / U_{in}}{(u_{\max} / U_{in})_{ref}} \times 100$$

$$Er' = \frac{(Pd_{\max})_{ref} - pd_{in}}{(pd_{\max})_{ref}} \times 100$$

	Menni et al [40]	Présente étude	Erreur (%)
u_{max}	3,358	3.780	11.16
Pd_{max}	4,376	4.780	8.451

Tableau III-5 :Variation de u_{max} / U_{in} et Pd_{max}) avec ($n_x \times n_y$) densité de nœuds , Re= 5000

Cela indique qu'il n'y a aucun avantage à augmenter la valeur de maillage de (245× 95) à (370× 145) cellules. Par conséquent, la densité de la grille de (245 × 95) cellules est prise pour une réalisation numérique optimale.

Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons présenté la formulation mathématique de notre problème :

- Modélisation mathématique,
- Domaine informatique, modèle physique
- Équations gouvernantes,
- La géométrie du problème et les conditions aux limites **[40].**

Chapitre : IV
Résultats et Discutions

INTRODUCTION :

L'originalité du présent travail est la mise en œuvre d'un H_2 HTF ayant une conductivité thermique élevée avec la technique de chicane pour améliorer la performance globale de l'échangeur de chaleur.

Dans ce chapitre, nous allons discuter l'influence de l'inclinaison de l'obstacle par deux différentes formes d'inclinaison et selon quatre différents angles sur les paramètres suivants (la pression, la température, la vitesse et la turbulence) et nous allons comparer leurs résultats. Ainsi les résultats de cette étude sont présentés en termes de nombre de Nusselt, le champ de vitesse, coefficient de frottement de la rugosité et enfin le nombre de Reynolds.

IV 1.Présentations et discutions des résultats :

Dans la figure IV.1 et Figure IV.5 les valeurs de la pression du fluide H_2 avant le déflecteur étaient élevés ainsi on peut remarquer qu'elles sont également élevées dans la face arrière du déflecteur et les faces avant des ailettes, à côté des parois de la conduite. Comme prévu, les valeurs de Pression augmentent en raison de la diminution de la surface d'écoulement due à la présence d'obstacles. De plus, on remarque que la pression diminue à chaque fois que l'angle de l'inclinaison diminue, et la position de l'inclinaison du déflecteur dans le deuxième cas montre une augmentation de la pression.

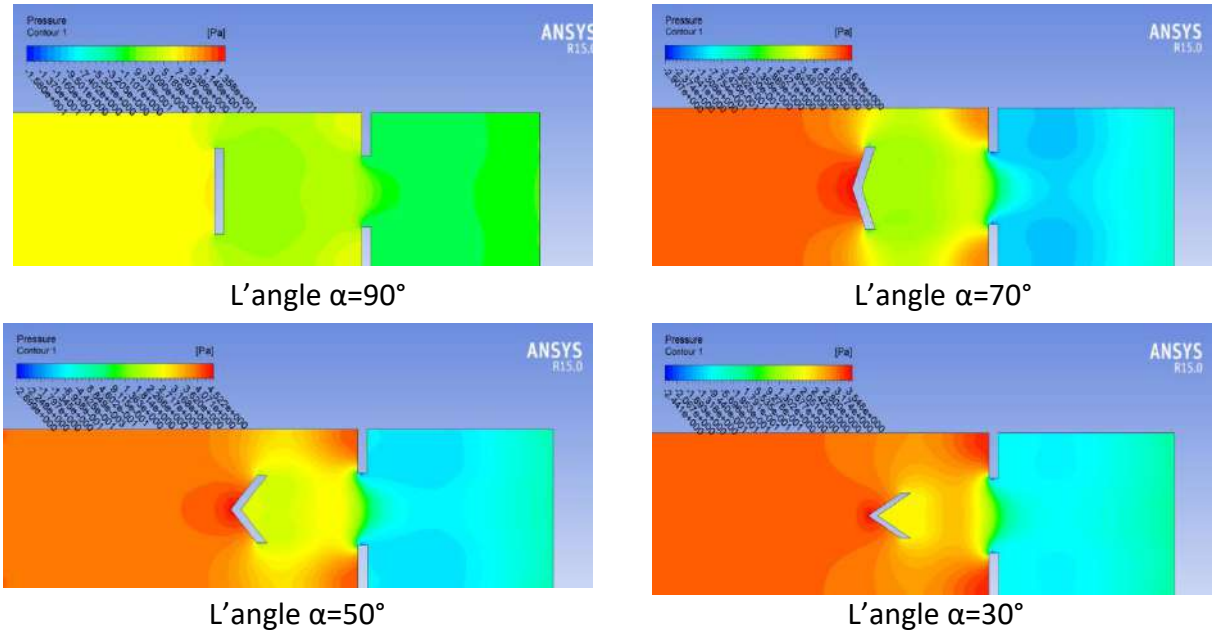


Figure IV.1 : variation de pression pour chaque angle dans le premier cas.

Dans la figure IV.2 et Figure IV.6 les valeurs de température du fluide H_2 sont élevées dans les zones adjacentes à côtés des ailettes, en particulier sur leurs côtés arrières où les cellules

de recyclage sont situées, près des surfaces de conduite supérieur et inférieur, alors qu'elles sont très basses entre les trois espaces du déflecteur et des ailettes. On peut voir que la température diminue de plus en plus à chaque fois que l'angle de l'inclinaison diminue, de plus la position de l'inclinaison du déflecteur dans le deuxième cas montre une diminution de la température dans les surfaces de conduite par rapport au premier cas.

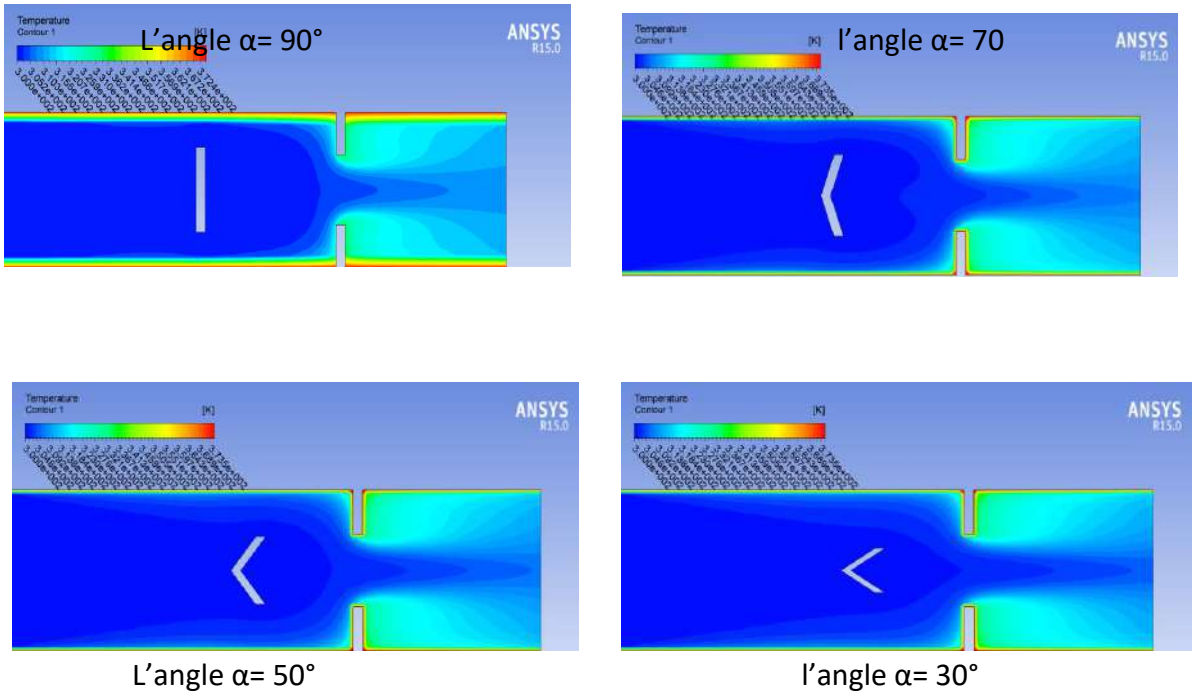
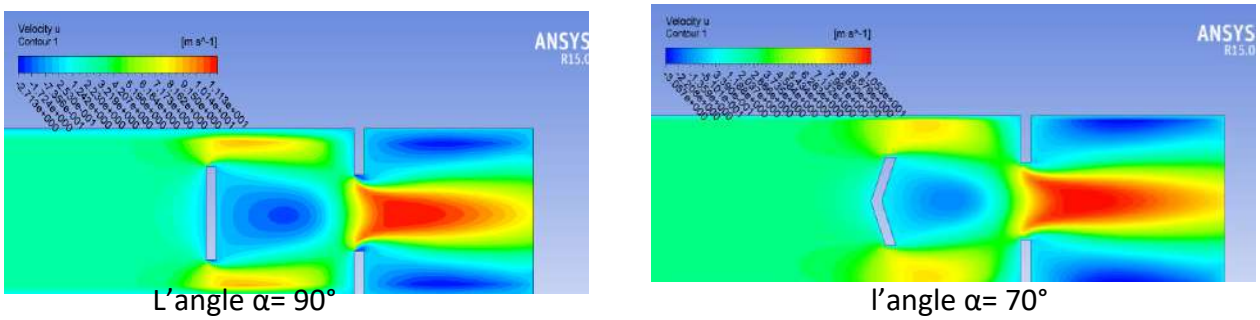
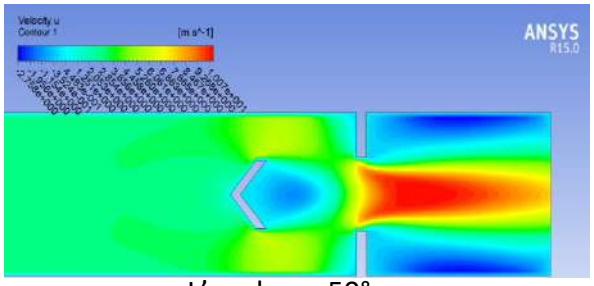


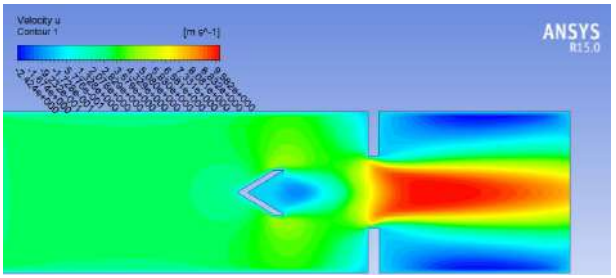
Figure IV.2 : variation de température pour chaque angle dans le premier cas.

Dans la figure IV.3 et Figure IV.7 les valeurs de vitesse du fluide H_2 avant le déflecteur étaient élevé ainsi on peut remarquer qu'elles ont également diminué dans la face arrière du déflecteur et les faces avant des ailettes, à côté des parois du conduit. Comme prévu, les valeurs de vitesse augmentent en raison de la diminution de la surface d'écoulement due à la présence d'obstacles. De plus, on peut voir que la vitesse diminue à chaque fois que l'angle de l'inclinaison augmente, et la position de l'inclinaison du déflecteur dans le premier cas montre une augmentation de la vitesse par rapport au deuxième cas.





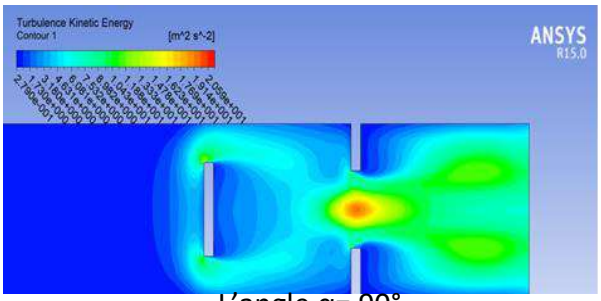
L'angle α= 50°



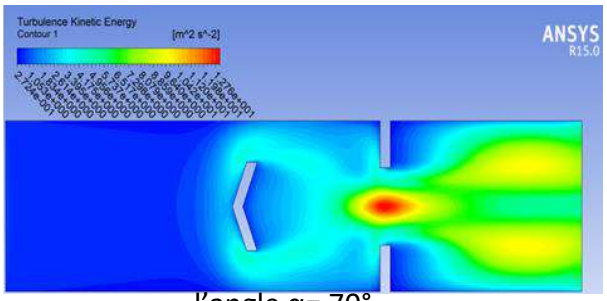
l'angle α= 30°

Figure IV.3 : variation de vitesse pour chaque angle dans le premier cas.

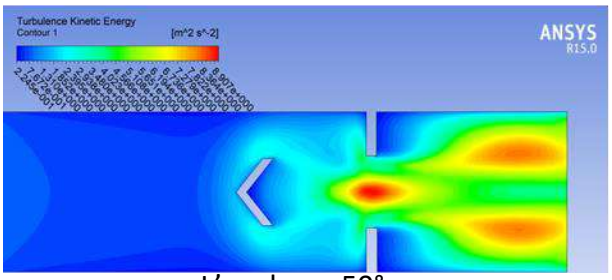
Dans la figure IV.4 et Figure IV.8 l'intensité de la turbulence est faible en face avant et arrière du déflecteur et elle augmente à côté des bords supérieur et inférieur de ce dernier ainsi qu'à travers l'espace entre les ailettes, on peut voir que la turbulence diminue de plus en plus à chaque fois que l'angle de l'inclinaison diminue. Par contre on remarque que l'intensité de la turbulence augmente dans le deuxième cas.



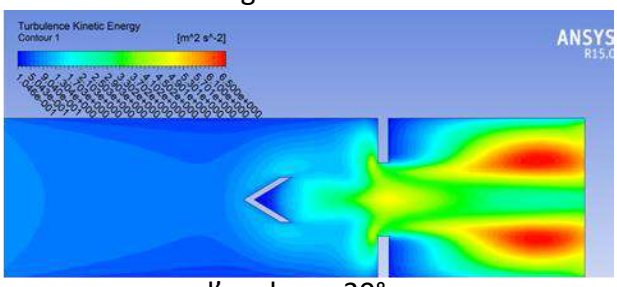
L'angle α= 90°



l'angle α= 70°

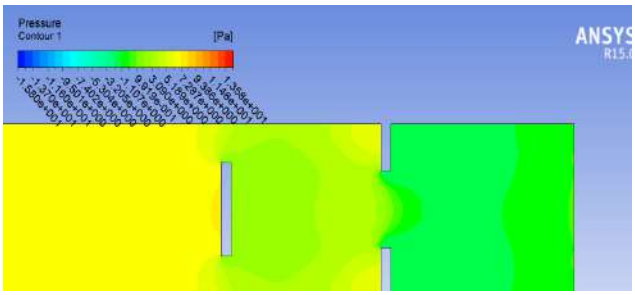


L'angle α= 50°

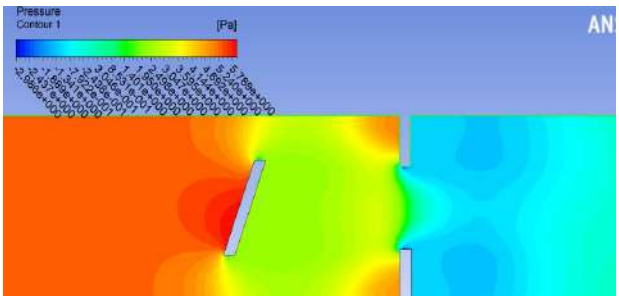


l'angle α= 30°

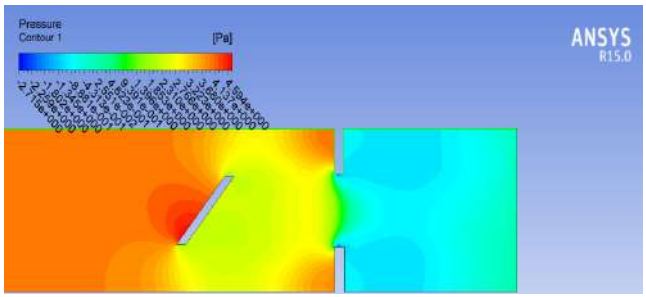
Figure IV.4 : variation de turbulence pour chaque angle dans le premier cas.



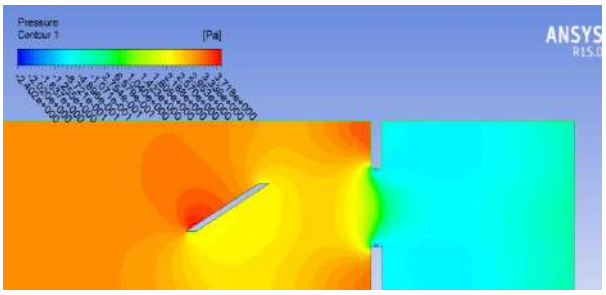
L'angle α=90°



l'angle α=70°

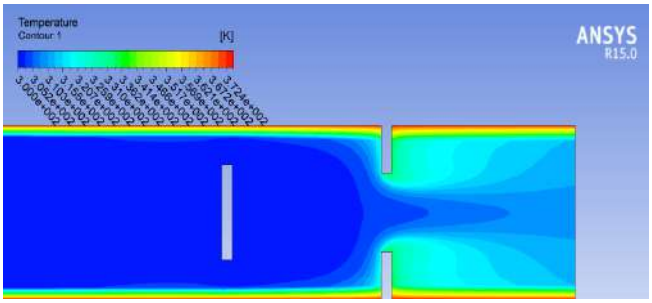


L'angle α=70°

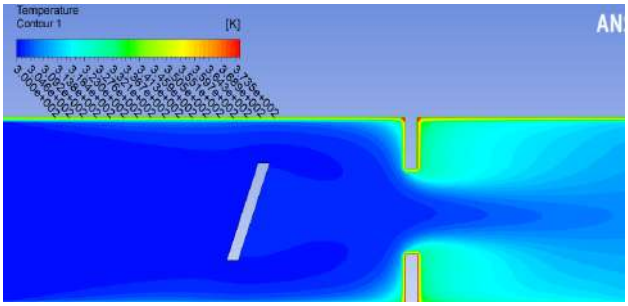


l'angle α=30°

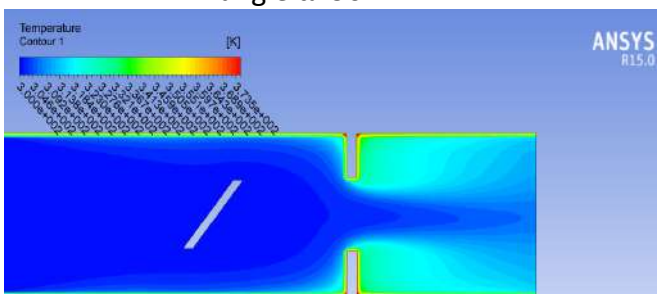
Figure IV.5: variation de pression pour chaque angle dans le deuxième cas.



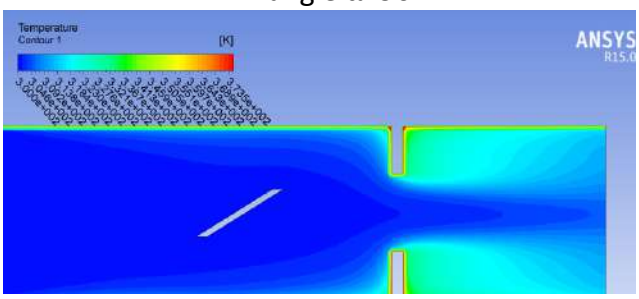
L'angle α=90°



L'angle α=90°

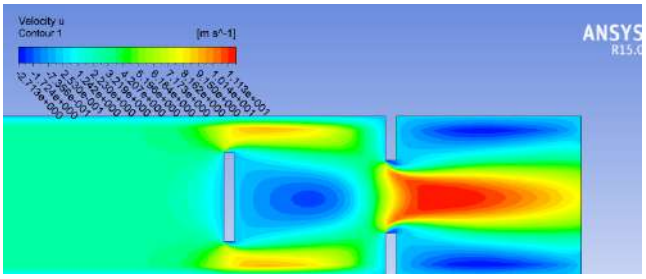


L'angle α=50°

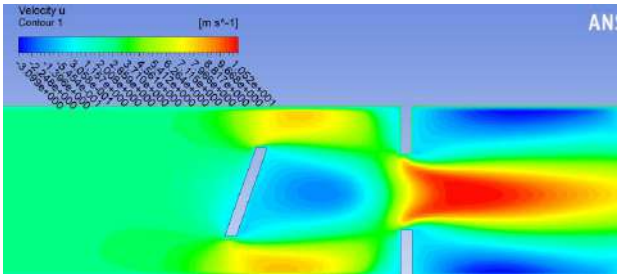


l'angle α=30°

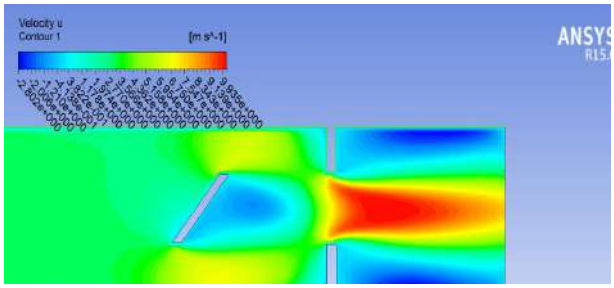
Figure IV.6 : variation de température pour chaque angle dans le deuxième cas.



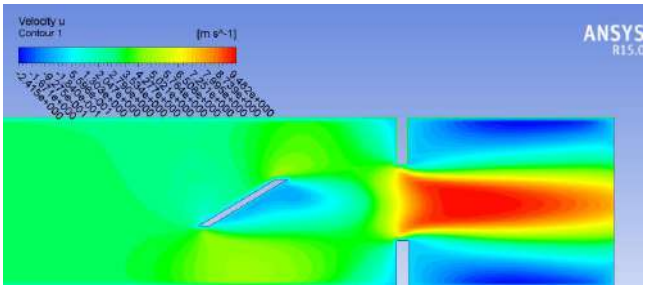
L'angle α=90°



L'angle α=70°

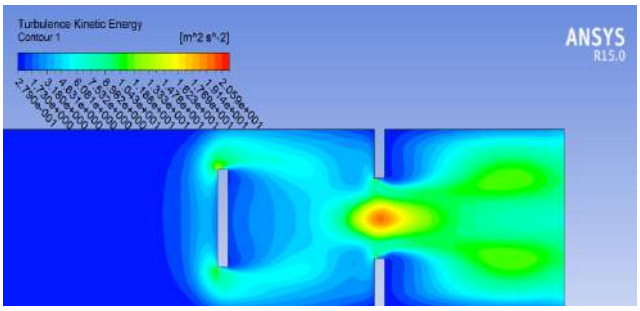


L'angle α=50°

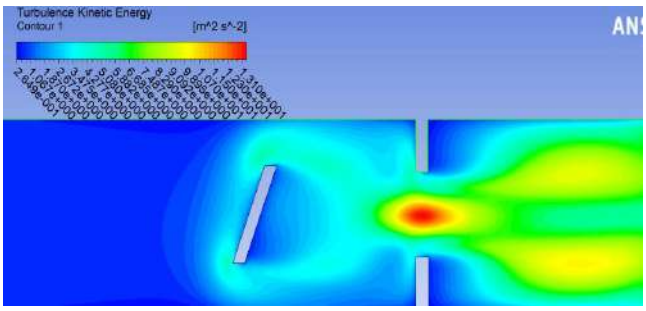


L'angle α=30

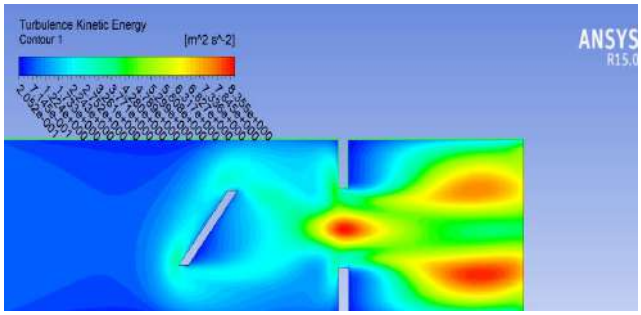
Figure IV.7 : variation de vitesse pour chaque angle dans le deuxième cas.



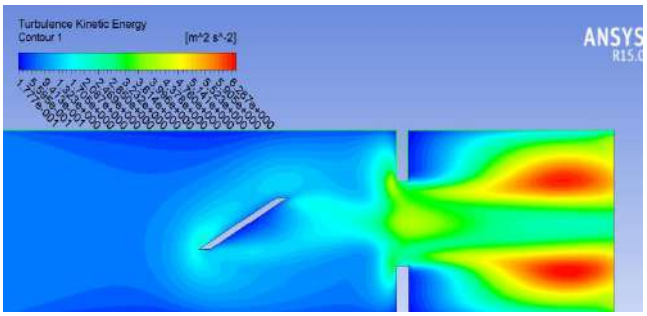
L'angle α=90°



L'angle α=70



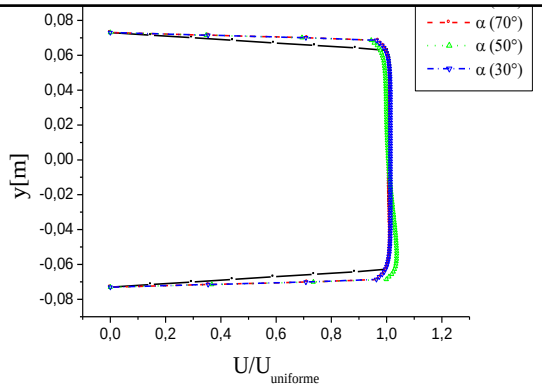
L'angle α=50°

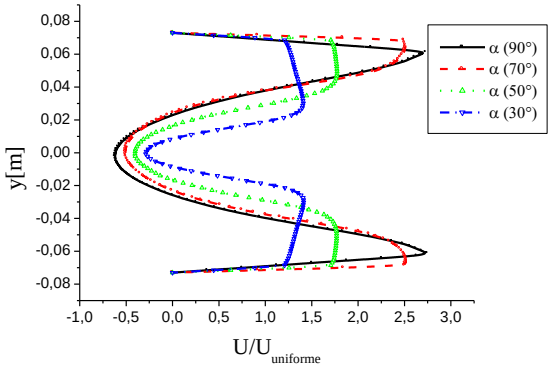


L'angle α=30

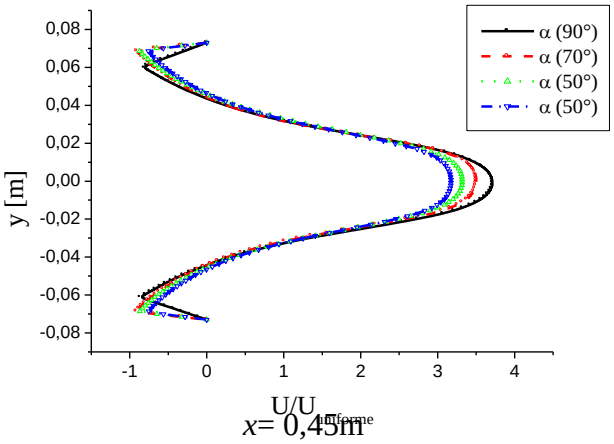
Figure IV.8 : variation de turbulence pour chaque angle dans le deuxième cas.

Dans la Figure IV.9 et Figure IV.10 la vitesse moyenne dans la ligne (x=0.1) est stable en raison de l'absence des obstacles et on peut voir qu'il n'y a pas une grande déférence entre les angles α d'inclinaison. Dans la 2eme ligne (x=0.3) les valeurs de vitesse sont très faibles au dos des obstacles en raison de la présence de cellules de recyclage, on peut conclure que, quand on diminue l'angle α la vitesse moyenne diminue. Les valeurs de la vitesse dans la ligne (x=0.45) augmente alors qu'elles sont très élevées à travers l'espace formé entre les bords des ailettes, on peut voir que, quand on diminue l'angle α la vitesse moyenne diminue pour les lignes (x=0.3) (x=0.45). On conclut que la vitesse moyenne dans le première cas dans la ligne (x=0.3) (x=0.45) est plus élevée par rapport au deuxième cas.



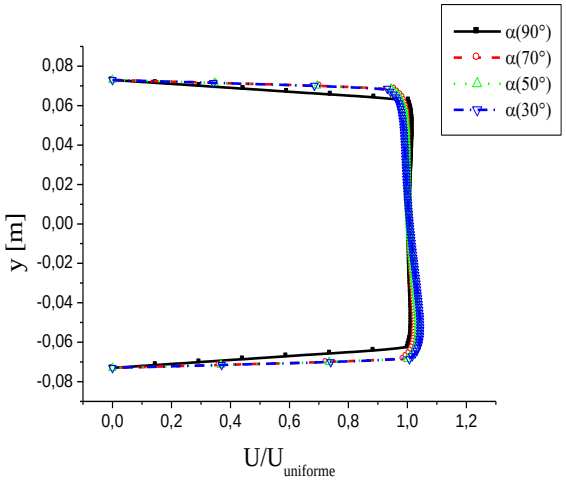


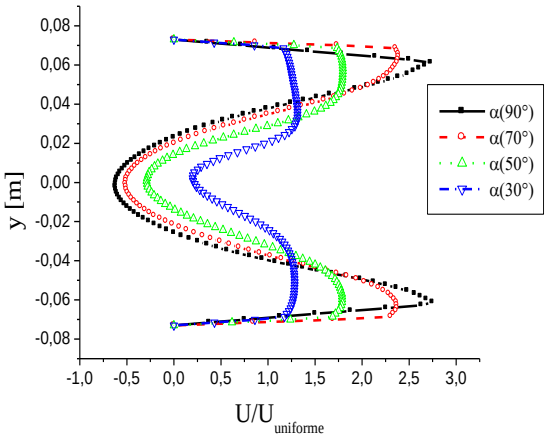
x=0.1m *x*=0.3m



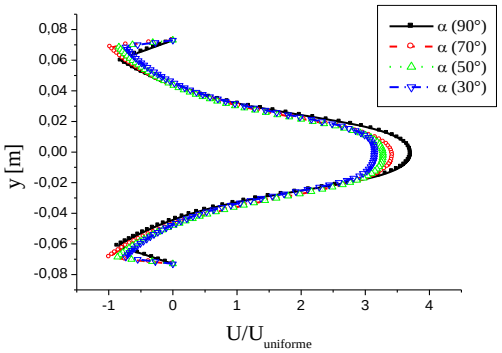
x= 0,45m

Figure IV.9: Variation de la vitesse sous la dimension (U / U uniforme) en fonction de chaque angle du première cas.





x=0.1m *x*=0.3m



x = 0,45m

Figure IV.10: Variation de la vitesse sous les dimensions (U / U uniforme) en fonction de chaque angle du deuxième cas.

Dans la Figure IV.11 cas de l'angle $\alpha = 90°$ on remarque que quand le nombre Reynolds augmente la vitesse augmente pour chaque ligne.

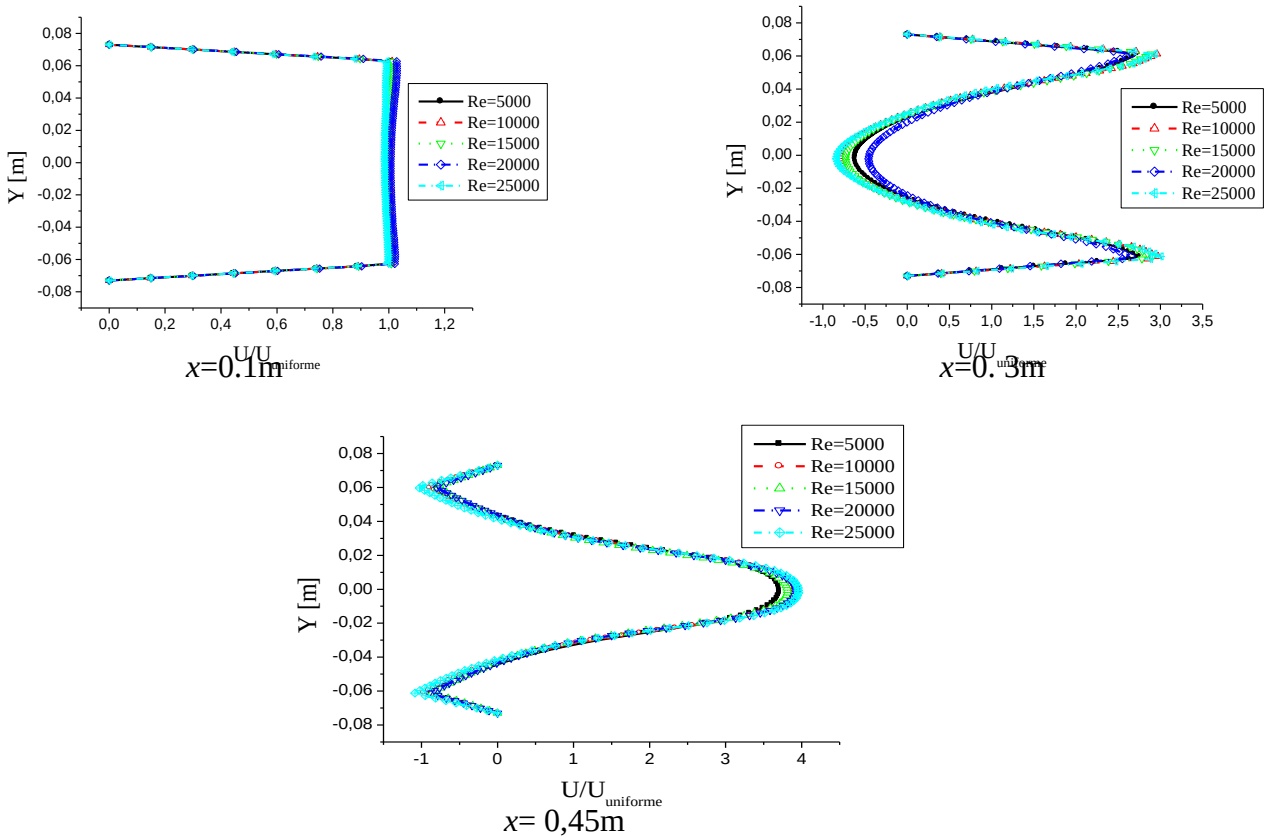
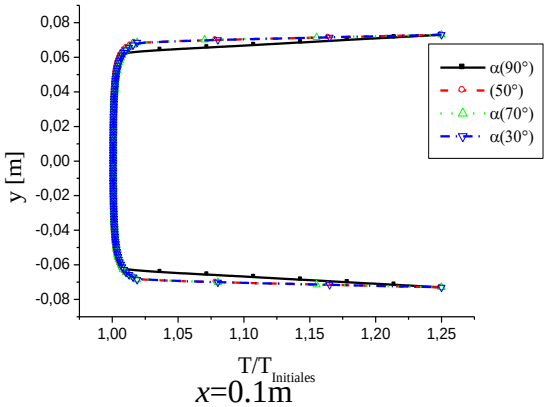
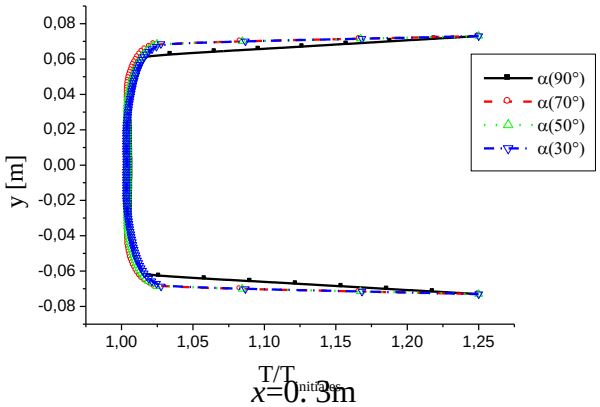


Figure IV.11: Variation de la vitesse sous les dimensions (U / U uniforme) en fonction de nombre Reynolds du première cas.

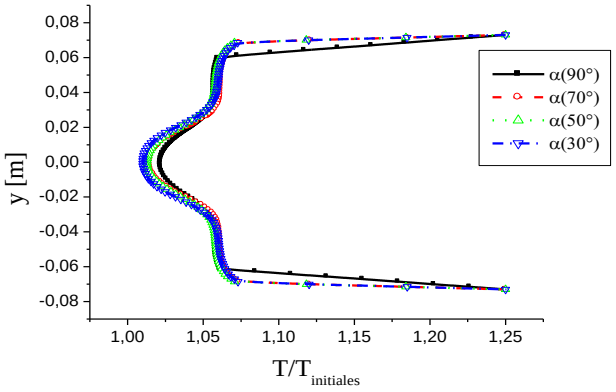
Dans la Figure IV.12 et Figure IV.13 le fluide H_2 entre froid, dans les lignes (x=0.1) (x=0.3) les valeurs de la température du fluide sont élevées à l'extrémité des parois chauffées, alors qu'elles sont très basses dans la ligne (x=0.45) à cause des chicanes chauffées ; on peut constater qu'il n'y a pas une grande déférence de température entre les angles α du déflecteur ainsi que dans les deux autres cas.



x=0.1m

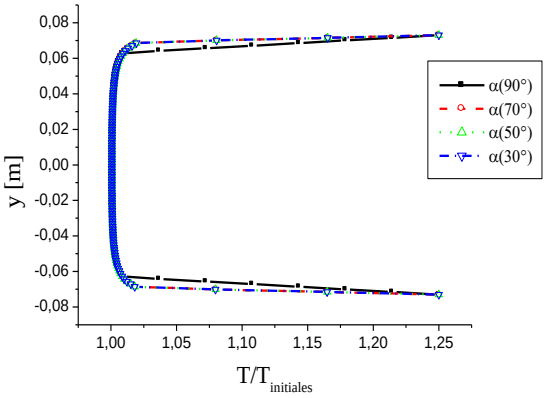


x=0. 3m

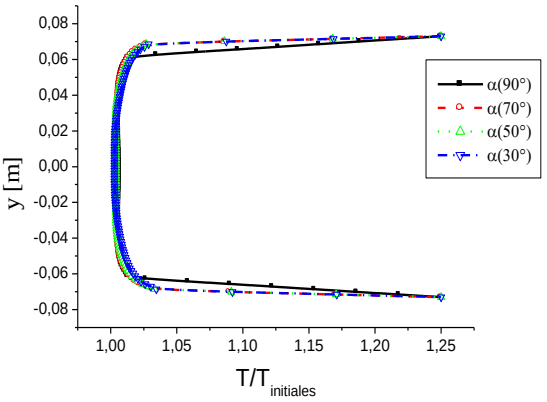


x= 0,45m

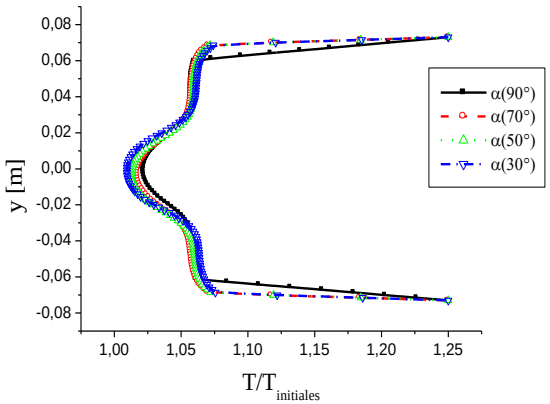
Figure IV.12: Variation de la température sous les dimensions ($T / T_{initiales}$) en fonction de chaque angle du première cas.



x=0.1m



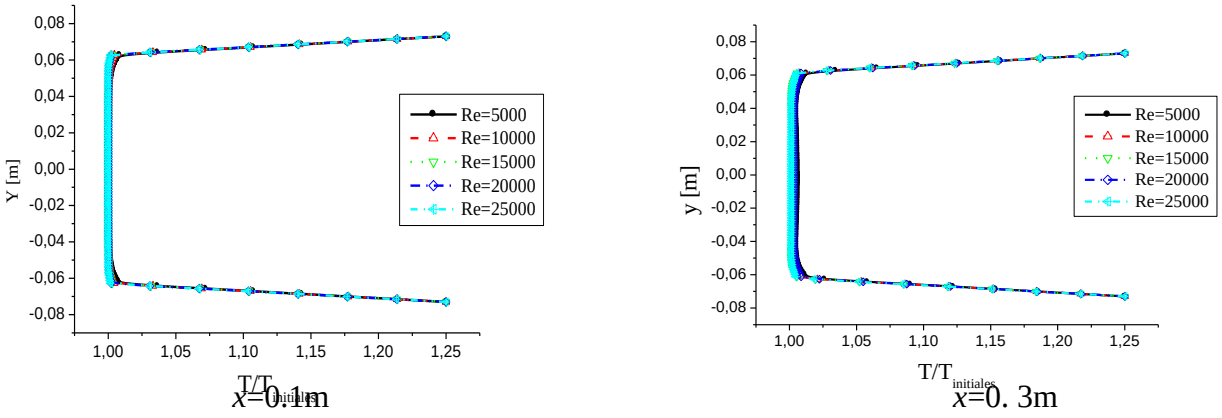
x=0. 3m

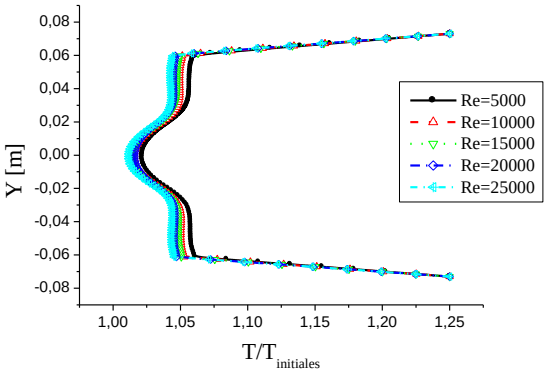


x = 0,45m

Figure IV.13: Variation de la température sous les dimensions (T/ $T_{initiales}$) en fonction de chaque angle deuxième cas.

Dans la Figure IV.14 cas de l'angle $\alpha = 90°$on remarque que les valeurs du nombre de Reynolds sont inversement proportionnelles aux valeurs de la température.





x = 0,45m

Figure IV.14: Variation de la température sous les dimensions (T/ $T_{initiales}$) en fonction de nombre de Reynolds pour l'angle $\alpha = 90$.

Dans la figure IV.15 la valeur de Nusselt locale augmente (0 - 0.23) à cause du déflecteur. Par la suite la valeur du Nusselt diminue dans l'espace entre le déflecteur et la chicane. Ensuite elle augmente a niveau de Nusselt locale max à cause de la haute température et de la vitesse qui est élevée dans l'espace vide entre les chicanes. Les valeurs du Nusselt augmentent après

l'obstacle de la chicane et ce, en raison de la présence d'une grande recirculation. On conclut que, quand l'angle diminue, la valeur du Nusselt locale diminue.

Pour conclure, on n'a pas une meilleure amélioration de refroidissement des parois de la conduite, car il n'y'a pas une grande déférence température entre les deux cas, mais le deuxième cas a de meilleures résultats.

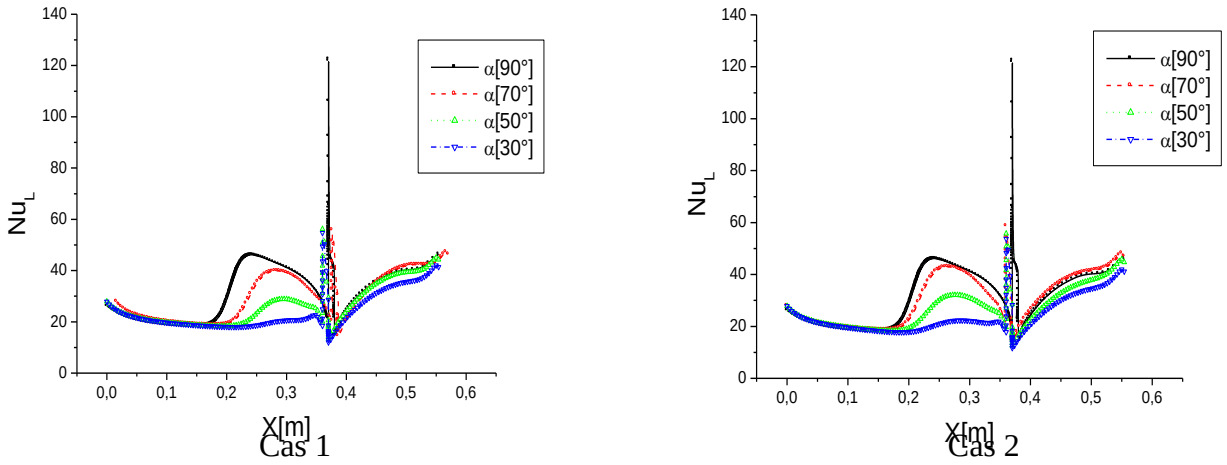


Figure IV. 15: variation de nombre Nusselt locale pour chaque angle.

Dans la figure IV.16 on remarque qu'à chaque fois qu'on diminue l'angle α de l'inclinaison, la valeur de Nusselt moyen diminue.

On conclut que le deuxième cas peut nous donner un résultat mieux que le premier.

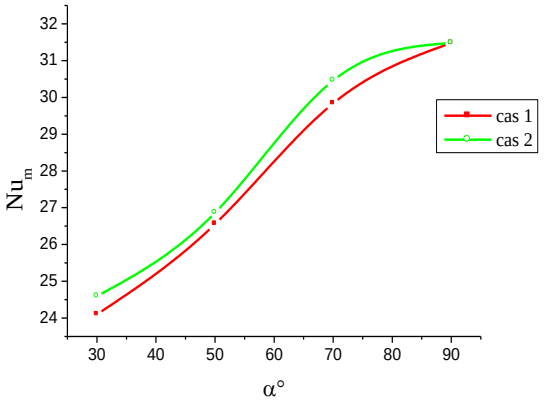


Figure IV.16: variation de nombre de Nusselt moyen pour déférent angle.

Dans la figure IV.17 on remarque qu'à chaque fois qu'on augmente le nombre de Reynolds on obtient de meilleurs résultats pour des valeurs de Nusselt locale.

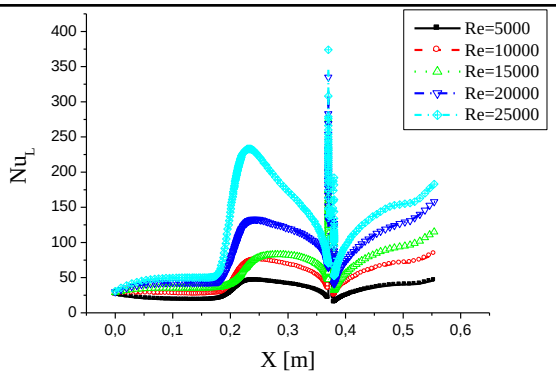


Figure IV.17: variation de Nusselt locale en fonction de nombre de Reynolds pour L'angle $\alpha = 90°$.

Dans la figure IV.18 on a pour chaque fois que le nombre de Reynolds augment le nombre de Nusselt moyen augment.

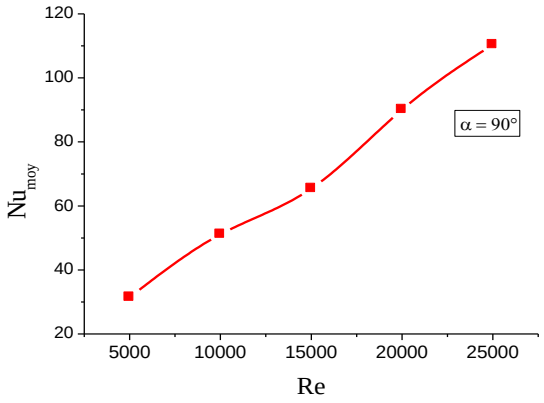
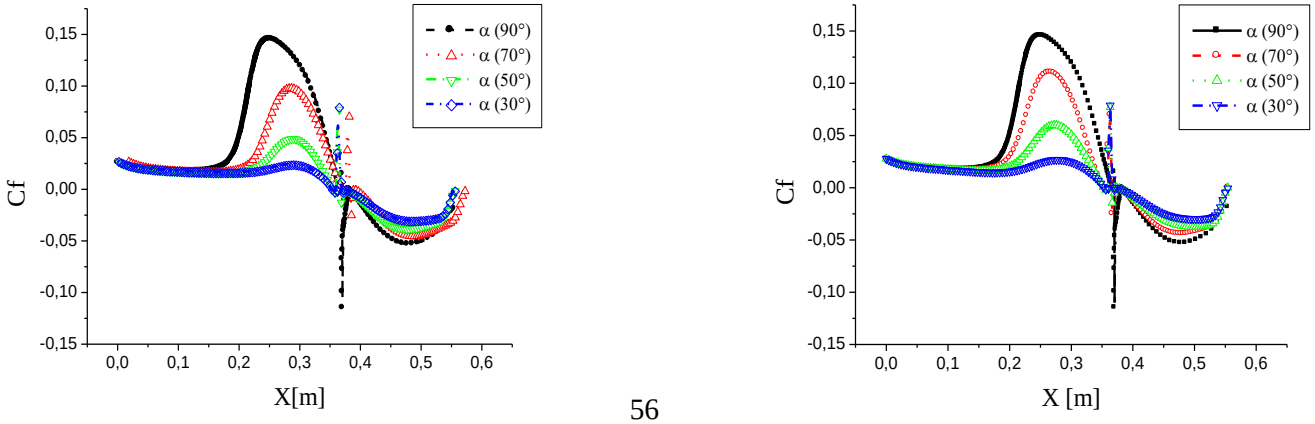


Figure IV.18: variation de Nusselt moyen en fonction de nombre de Reynolds pour L'angle$\alpha = 90°$.

Dans la figure IV.19 il claire que le coefficient de frottement est élevé dans la partie avale du déflecteur ce qui ramène a de faible résultats de refroidissement des parois, par la suite, elle diminue dans la partie qui suit. On remarque qu'à chaque fois on diminue l'angle α, le coefficient de frottement diminue. On conclut que les résultats du premier cas sont plus considérables par rapport au deuxième cas.



Cas 1 Cas 2

Figure IV.19: variation du coefficient de frottement pour différent angle.

Dans la figure IV. 20 il est claire qu'à chaque fois qu'on augmente l'angle α, le coefficient de frottement moyen augmente. Et on conclut que les résultats du premier cas sont plus considérables par rapport au deuxième cas.

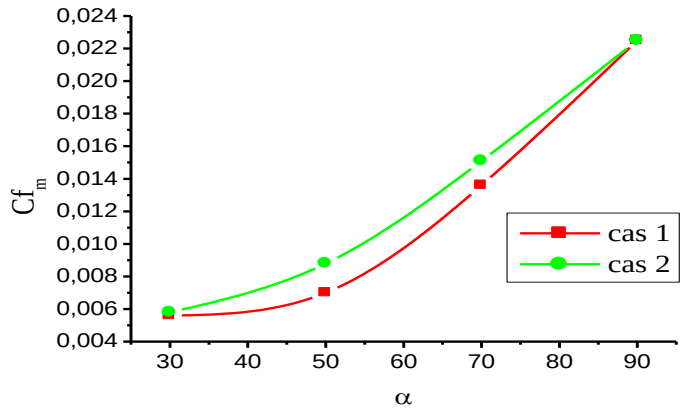


Figure IV .20: variation du coefficient de frottement moyen pour différent angle.

Dans la figure IV.21 on peut voir qu'à chaque fois qu'on augmente le nombre de Reynolds, le coefficient de frottement augmente considérablement à cause de la haute pression et de la vitesse élevée.

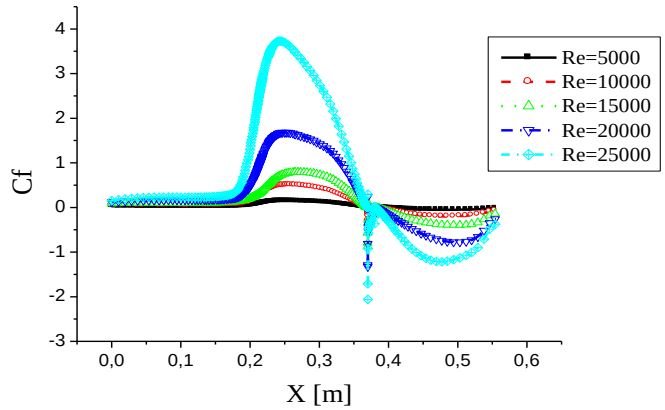


Figure IV.21 : variation du coefficient de frottement pour différent nombre de Reynolds pour l'angle α=90°.

Dans la figure IV.22 on peut remarquer que le coefficient de frottement moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

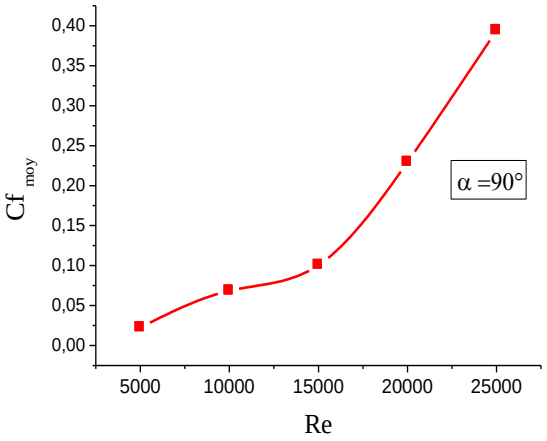
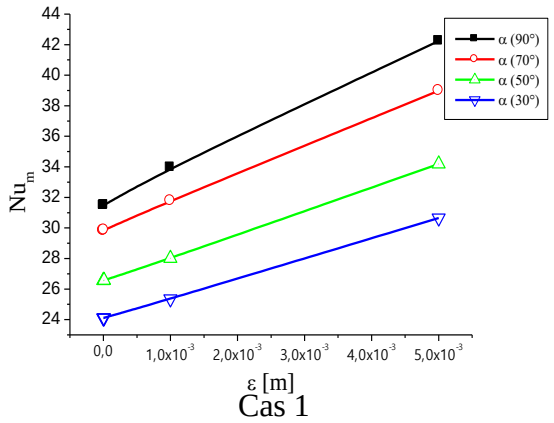
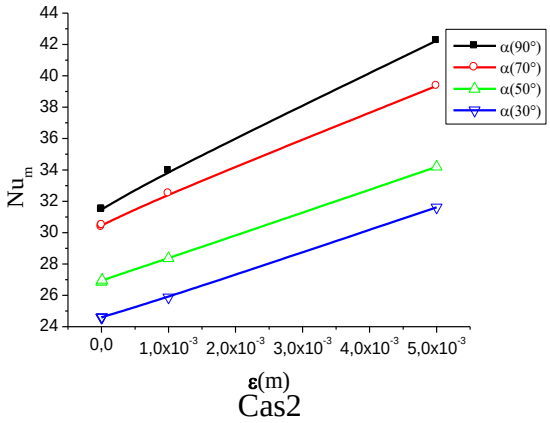


Figure IV.22: variation du coefficient de frottement moyen pour différent Reynold.

Dans la figure IV.23 il est clair que la valeur du nombre de Nusselt moyen augmente à chaque fois que nous élevons la valeur de la rugosité. De plus la valeur de nombre de Nusselt moyen diminue quand on diminue l'angle α. On conclut que le deuxième cas peut donner des résultats un peu plus élevée que le premier cas.



Cas 1



Cas2

IV.23:variation de Nusselt moyen en fonction de la rugosité pour chaque angle.

Dans la figure IV.24 le nombre du Nusselt moyen augmente à chaque fois qu'on augmente le nombre de Reynolds.

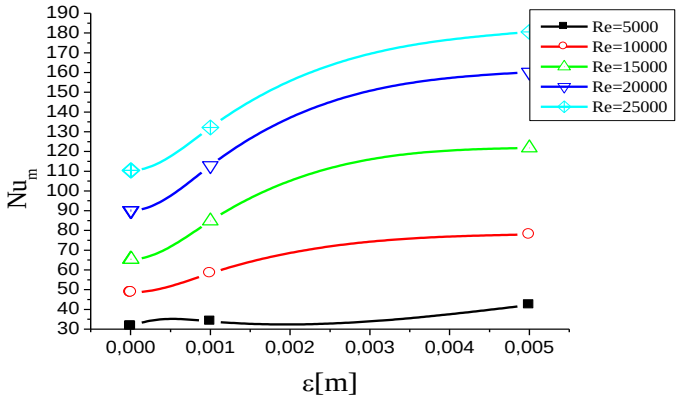


Figure IV.24:variation de Nusselt moyen en fonction de la rugosité pour chaque nombre de Reynolds pour l'angle α=90°.

Dans la figure.25 on remarque que le nombre de Nusselt local diminue pour les fluides (nanofluide, hydrogène et l'air) et augmente pour des valeurs importantes de l'eau.

On conclut pour les fluide H_2 et nanofluide (ψ=0.4, ψ=0.2) et air les résultats secondaires par apport à l'eau qui peut donner des valeurs plus importantes pour la performance du refroidissement des parois.

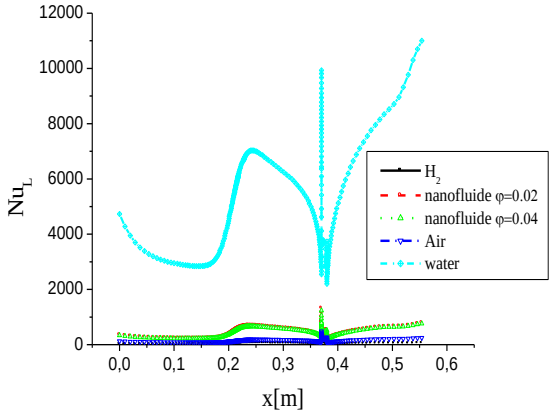


Figure IV.25:variation de Nusselt locale pour différent fluide pour l'angle α=90°.

Dans la figure IV.26 il claire que le nombre de Nusselt moyen augmente considérablement pour des valeurs du nombre de Reynolds supérieur à 1000 pour le fluide qui est l'eau. Par contre ces valeurs, pour les autres fluides (nanofluide (ψ=0.4, ψ=0.2), air et hydrogéné) sont négligeables.

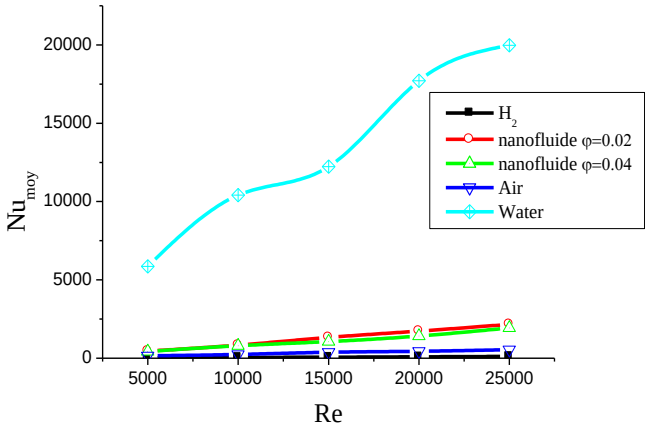


Figure IV.26:variation de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour chaque fluide pour l'angle α=90°.

IV 2 .Conclusion

Le présent travail met en œuvre un H_2 HTF ayant une conductivité thermique élevée avec la technique de chicane pour améliorer la performance globale d'un canal d'échangeur de chaleur solaire. Nous comparons les résultats avec des données expérimentales d'un canal lisse, puis avec des données pour un canal avec deux chicanes et un déflecteur qui est soumis à une pivotassions centrale entière et de demi entière. Les résultats de simulations montrent que le deuxième cas est plus performant que le premier ; l'angle de l'inclinaison et le nombre de Reynolds suivant (l'eau, α=90° et Re=25000) donnent de meilleurs résultats pour le refroidissement des parois de l'échangeur de chaleur.

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire nous a permis d'étudier numériquement les transferts de chaleur à flux biphasé et a convection forcée d'hydrogène dans un échangeur de chaleur à canaux solaires, à ailettes et déflecteur (SFBCHE). Nous avons discuté l'influence de l'inclinaison de l'obstacle par deux différentes formes d'inclinaison et selon quatre différents angles (90°,70°,50°,30°).

Cette étude a été réalisée à l'aide de logiciel Ansys 2015 (Cfx _Workbench) qui se base sur la méthode du volume fini.

De nos résultats obtenus, les valeurs de pression augmentent en raison de la diminution de la surface d'écoulement due à la présence d'obstacles.

Les valeurs de température du fluide sont élevées dans les zones adjacentes aux côtés des ailettes, en particulier sur ses côtés arrières où se trouvent les cellules de recyclage, près du sommet et surfaces inférieures du conduit, alors qu'elles sont très basses dans les trois espaces.

Les valeurs de la vitesse sont très faibles au dos des obstacles en raison de la présence de cellules de recyclage, et sont élevées dans le coté de bords supérieur et inférieur du déflecteur et entre le bord des ailettes. Les valeurs de vitesse s'améliorent dans les directions directes et opposées avec les nombres de Reynolds.

L'intensité de la turbulence est faible des côtés gauche et droit des obstacles tout en augmentant à côté des bords supérieurs et inférieur du déflecteur ainsi qu'à travers le dernier espace entre les bords supérieurs des ailettes. L'intensité de la turbulence est extrêmement dépendante des nombres de Reynolds, en particulier pour les valeurs élevées du nombre de Reynolds.

La vitesse, la température, la pression et la turbulence sont diminuées chaque fois qu'on diminue l'angle d'inclinaison du déflecteur. Donc, on ne peut pas avoir une bonne performance.

Les lignes de courant sont normales à partir de l'entrée du canal alors qu'elles sont perturbées à mesure que l'écoulement s'approche des obstacles.

Les valeurs du nombre de Reynolds sont inversement proportionnelles aux valeurs de la température.

Le Nombre du Nusselt augmente dans les trois espaces, donc il donne un bon refroidissement.

L'angle à 90° d'inclinaison du déflecteur donne un meilleur résultat du nombre de Nusselt moyen, donc un refroidissement mieux que l'autre angle, et le deuxième cas peut nous donner un résultat mieux que le premier.

Le nombre du Reynolds augmente, le nombre du Nusselt augmente et par conséquent l'écart de température entre la surface des parois et le fluide diminue, ce qui engendre donc un bon refroidissement.

L'augmentation de rugosité ne fait qu'augmenter le nombre du Nusselt moyen.

La diminution des valeurs de frottement, enregistrée pour les grandes valeurs du nombre de Reynolds, est due au flux rapide du courant du fluide, et à sa traversée des zones de contact à très grande vitesse, ce qui ne permet pas au fluide d'entrer en contact avec toute la paroi du canal.

L'eau donnait des valeurs plus importantes pour la performance du refroidissement des parois par rapport aux nanofluides (Oil/Water), l'air et H_2.

Conclusion générale

Le présent travail met en œuvre un H_2 HTF ayant une conductivité thermique élevée avec la technique de chicane pour améliorer la performance globale d'un canal d'échangeur de chaleur solaire. Pour approfondir les connaissances dans ce domaine, il serait intéressant de reprendre la même étude pour considérer des configurations géométriques autres que celles étudiées dans ce mémoire. Il sera aussi souhaitable de changer le nanofluide par un autre plus refroidis.

L'objectif important, sur lequel il conviendra, sans doute de porter des efforts prioritaires, est la vérification des résultats obtenus par voie expérimentale.

Référence Bibliographique

Référence bibliographique

[1] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institutuniversitaire de Technologie, DépartementGéniethermiqueetÉnergie (Grenoble)

[2] S.V.PATANKAR, E.M.SPARROW, « Fully developed flow and heat transfer in ducts having stream wise-periodic variations of cross-sectional area », Journal of Heat Transfer, Vol. 99, p (180-6), 1977.

[3] C.BEMAR, F.DURST, DM.MCELIGOT, « Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles », Journal of Heat Transfer, p (106-743), 1984.

[4] B.W.WEBB, S.RAMADHYANI, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs», Int. J. Heat Mass Transfer 28, p (1679-1687), 1985.

[5] K.M.KELLAR, S.V.PATANKAR, « Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins », Journal of heat transfer. 109, p (25-30), 1987.

[6] CHENG CHIN-HSIANG et HUANG WEN-HSIUNG, « Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays » , International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, N° 11, p (2739-2749), 1991.

[7] CHENG CH, HUANG WH. International Journal Heat Mass Transfer, p (1315), 1991.

[8] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLECHER, « A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », in: Proceedings of the Third U.S. National Congress on Computational Mechanics, Dallas, TX, vol.1, p (406-416), 1995.

[9] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLETCHER, « Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », Numerical Heat Transfer.30, p (89–205), 1996.

[10] Z.GUO, N.K.ANAND, « Three Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region », Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31, p (21-30), 1997.

[11] Z.X.YUAN, W.Q.TAO « Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels withstreamwise-periodicroddisturbances », Int. J. Numerical Methods in Fluids, Vol. 28, p (1371-87), 1998.

[12] R.R.HWANG, Y.C.CHOW, Y.F.PENG, « Numerical study of turbulent flow over-tow dimensional surface-mounted ribs in a channel », International journal for Numerical Methods in Fluids. 37, p (767-785), 1999.

[13] YT.YANG, CZ.HWANG « Calculation of turbulent flow and heat transfer in a porousbased channel », Int J. Heat Mass. Transfer; 46, p (771-80), 2003.

[14] F.BAZDIDI-TEHRANI, M.NADERI-ABADI, « Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins », International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 31, N° 2, p (211-220), 2004.

[15] YL.TSAY, T.S.CHANG, J.C.CHENG, « Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall », Acta Mech. 174, p (63–76), 2005.

[16] R.SAIM, S.ABBOUDI, B.BENYOUCEF, A.AZZI, « Analyse numérique de la convection force turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales », 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, p (1-5), France du 28 au 30 Août 2007.

[17] H.BENZENINE, R.SAIM, S.ABBOUDI, O.IMINE, « Numerical simulation of the dynamic turbulent flow field through a channel provided with baffles: comparative study between two models of baffles: transverse plane and trapezoidal », Revue des Energies Renouvelables Vol. 13 N°4, p (639 – 651), 2010.

[18] YUNA, Z.X., TAO, W.Q. and WANG, Q.W., « Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins », Pro. First Int. Conference of Engineering Thermophysics, 21-23 August, Beijing, China, p (457-463), 1999.

[19] YUNA, Z.X., WANG, Q.W. and TAO, W.Q., « Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction », Pro. 11th IHTC, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol. 5, p (327-332), 1998.

[20] ACHARYA, S., MYRUM, T. A., QIU, X., and SINHA, S., « Developing and Periodically Developed Flow », Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 40, p (461–479), 1997.

[21] WILFRIED ROETZEL, W.Lee.DEIVING, « Effet of baffle/shel leakage flow on heat trasfert in shell-and-tube heat exchanger », Experimental Thermal and Fluid Science, N° 8, p (10-20), 1994.

[22] M.MOLKI, A.R.MOSTOUFIZADEH, « Turbulent heat transfers in rectangular ducts with repeated-baffle blockages », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N° 8, p (1491-1499), 1989.

[23] B.B.GUPTA, J.A.HOWELL, D.WU, R.W.FIELD, « A helical baffle for cross-flow microfiltration », Journal of Membrane Science 99, p (31-42), 1995.

[24] KANG-HOON KO, N.K.ANAND, « Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel », International Journal of Heat and Mass Transfer 46, p (4191- 4199), 2003.

[25] RAJENDRA KARWA, B.K.MAHESHWARI, «Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fullyperforated baffles atdifferentpitches», International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, p (264-268), 2009.

[26] AHMET TANDIROGLU, « Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts », International Journal of Heat and Mass Transfer 49, p (1559-1567), 2006.

[27] YONG-GANG LEI, YA-LING HE, PAN CHU, RUI LI, « Design and optimization of heat exchangers with helical baffles », Chemical Engineering Science 63, p (4386-4395), 2008.

[28] RAJENDRA KARWAA, B.K.MAHESHWARIB, NITIN KARWAK, « Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles», International Communications in Heat and Mass Transfer 32, p (275- 284), 2005.

[29] Wang Y, Liu P, Shan F, Liu Z, LiuW (2019) Effet du générateur de vortex longitudinal sur l'amélioration du transfert de chaleur d'un tube circulaire. ApplThermEng 148: 1018–1028

[30] https://fr.wikipedia.org/wiki/Transfert_thermique

[31] https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur

[32] Simulation numérique du comportement dynamique et thermique de deux fluides en contre courantpdf

[33]Etude-et-Analyse-du-Comportemen-Thermo-Energetique-Dynamique-Dun-Systeme-Convertisseur-Plan-a-Airpdf

[34] https://en.wikipedia.org/wiki/Nanofluid

[35] https://fr.qaz.wiki/wiki/Baffle_(heat_transfer)

[36] Jordan et al ont effectué une étude ou les nanofluides pourraient être employés pour produire une température plus élevée autour des tumeurs pour tuer les cellules cancéreuses sans affecter les cellules saines voisines.

You et al [37] et Vassallo et al [38] ont effectué des études pour montrer que la présence des nanoparticules dans le fluide de refroidissement en électronique générale joue un rôle très important dans les applications de l'espace ou la densité de puissance est très élevée.

[39] l'effet de la forme des nervures sur le comportement du flux laminaire de nanofluide huile / MWCNT dans un microcanal rectangulaire.

[40] Combinaison d'une technique de déflection et de fluides à conductivité thermique élevée pour améliorer les performances globales des canaux solaires PDF.

[41] Demartini LC, Vielmo HA, Möller SV (2004) Analyse numérique et expérimentale de l'écoulement turbulent à travers un canal avec plaques déflectrices. J Braz Soc Mech Sci Eng 26: 153–159.