

N° Série :/2021

Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des Hydrocarbures, Energies Renouvelables et Science de la Terre et de l'Univers

Département de Production des Hydrocarbures

MEMOIRE

Pour obtenir le Diplôme de Master

Option : Production professionnel des hydrocarbures

Présenté Par :

MOULAY Mohamed ELIAS, ADAMOU Abdennour Khalil

-THEME-

**SIMULATION NUMERIQUE DE TRANSFERT THERMIQUE DANS UN
ECHANGEUR COAXIAL**

Soutenue le : 20 / 06 / 2021 devant la commission d'examen

Jury :

Président :	Mr. Daden abd el ghafour	Docteur	Univ. Ouargla
Rapporteur :	Mr.Gareh salim	Docteur	Univ. Ouargla
Examineur :	Mr.Frouhat rachid	Docteur	Univ. Ouargla

Remerciement

Nous remercions d'abord « Dieu » le tout puissant qui nous a aidés et donné le courage, la patience et la santé au cours de notre travail, c'est grâce à lui qu'on a fait ce travail malgré tous les obstacles.

Nous tenons à remercier fortement nos chers parents qui sont toujours à nos côtés, nous devons également remercier notre encadreur Mr S.GAREH, qui a contribué à l'élaboration de ce modeste travail, avec ses conseils et ses critiques et sa disponibilité qui nous ont permis d'évoluer nos connaissances acquises et de les approfondir.

Nous adressons aussi nos remerciements les plus sincères aux membres du jury, pour avoir accepté de juger et d'examiner notre travail.

Nous remercions aussi tous nos enseignants pour leurs efforts ainsi que les responsables pédagogiques.

Enfin nous remercions tous nos amis.

Dédicace

*Je tiens à dédier ce mémoire
A ma chère MÈRE et à mon cher PÈRE que
Dieu les protège et les garde
Pour nous, pour leur soutien permanent durant
tout mon parcours*

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et
mon courage.*

*A la famille moulay et
adamou.*

A toute la promo.

A mes amis.

A tous ceux qui me connaissent de prêt ou de loin

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

*A mes très chers parents qui m'ont toujours
soutenu. A mes sœurs et frères.*

*A toute la famille, grande
et petite. A tous mes
amis.*

Et toute la promo.

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : types d'échangeurs de chaleur	5
Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires	7
Figure I.3 : Échangeur à plaques	8
Figure I.4 : Échangeur à tubes en U	9
Figure I.5 : Échangeur à faisceau tubulaire	10
Figure I.6 : Schéma d'un échangeur à spirale	12
Figure I.7 : Schéma d'un échangeur à plaques	12
Figure I.8 : Une plaque avec un profil à chevrons.	12
Figure I.10 : Colonne de Bouhy	13
Figure I.11 : Schéma d'un échangeur à bloc complexe	14
Figure II.1 : Echangeur à tube coaxial (concentrique)	15
Figure II.2 : Description d'un dispositif d'échangeur	15
Figure II.3 : Description d'un dispositif d'échangeur	16
Figure II.4 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant	19
Figure II.5 : représentation des surfaces d'échanges	20
Figure II.6 : Profile de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique	28
Figure II.7 : Schématisation de la convention permettant une seule expression donc le cas de l'échangeur co-courant et contre-courant	30
Figure II.8 : Profile de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique	30
Figure III.1 : Volume de contrôle typique bidimensionnel	34
Figure III.2 : Schéma d'échangeur théorique étudier	37
Figure III.3 : Volume de contrôle sur un domaine bidimensionnel	42
Figure III 4 : Organigramme de notre programme	47
Figure IV.1 : Champ de température dans l'échangeur Co-courant	49
Figure IV.2 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant ($V_{ce}=0.044\text{m/s}$ et $V_{fe}=0.00055\text{m/s}$) ..	51
Figure IV.3 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant ($V_{ce}=0.044\text{m/s}$ et $V_{fe}=0.0077\text{m/s}$)	52
Figure IV.4 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant ($V_{ce}=0.044\text{m/s}$ et $V_{fe}=0.088\text{m/s}$)	53
Figure IV.5 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant (et $V_{fe}=0.044\text{m/s}$ et $V_{ce}=0.00055\text{m/s}$)	56
Figure IV.6 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant (et $V_{fe}=0.044\text{m/s}$ et $V_{ce}=0.0077\text{m/s}$) .	57
Figure IV.7 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant (et $V_{fe}=0.044\text{m/s}$ et $V_{ce}=0$	60

Figure IV.8 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant, avec différentes température d'entrées **60**
 Figure IV.9 : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant, avec différentes diffusivités 62

LISTE DES TABLEAU

Tableau IV.1. Différentes valeurs de vitesses d'entrée de fluide froid 50
Tableau IV.2 L'efficacité de l'échangeur pour différentes valeurs de la vitesses d'écoulement froid. 54
Tableau IV.3. Différentes valeurs de vitesses d'entrée de fluide froid 55
Tableau IV.4 L'efficacité de l'échangeur pour différentes valeurs des vitesses d'écoulement chaud .59
Tableau IV.5 L'efficacité de l'échangeur pour différents diffusivités 61

NOMENCLATURE

T_f : Température de fluide froid	[K]
T_c : Température de fluide chaud	[K]
Q_c : débit de fluide chaud	[kg. s ⁻¹]
Q_f : débit de fluide froid	[kg. s ⁻¹]
u, v : Composant de vitesse	[m s ⁻¹]
S _i : Terme source	
x, y : Coordonné	[m]
P : Pression	[m s ⁻²]
H : Hauteur	[m]
h : Coefficient d'échange par convection	[Wm ^{-2k} k ⁻¹]
t : Temps	[m]
L : La longueur du canal	[m]
h : La hauteur des ailettes	[m]
b : L'épaisseur des ailettes	[m]
Symboles grecs	
λ : Conductivité thermique	[Wm ^{-1k} -1]
ρ : Masse volumique	[Kg m ⁻³]
φ : Variable dépendante	

ν : Viscosité cinématique	$[m^2s^{-1}]$
μ : Viscosité dynamique	$[m^{-1}s^{-1}kg]$
λ_s : Conductivité thermique du solide	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
λ_f : Conductivité thermique du fluide	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
τ_φ : Coefficient diffusion	

SOMMAIRE

Introduction générale	1
-----------------------------	----------

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEURS

I.INTRODUCTION	3
I.1. DEFINITION	3
I.2.PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	3
I.3.CRITÈRES DE CLASSEMENT DES ÉCHANGEURS	3
I.3.1.Type de contact	3
I.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur	4
I.3.3.Clasement suivant le procédé de transfert de chaleur	4
I.3.4.Clasement suivant le régime de fonctionnement	4
I.3.5.Clasement suivant l'état des fluides	4
I.3.6.Clasement suivant la compacité de l'échangeur	5
I.3.7.Clasement suivant la disposition des écoulements	5
I.3.8.Clasement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	6
I.3.9.Clasement technologique	6
I.3.9.1 Échangeurs tubulaires	6
I.3.9.2. Échangeur à plaques	8
I.3.9.3.Autres types d'échangeurs.....	9
I.3.9.3.1.Échangeur à tubes en U	9
I.3.9.3.2.Échangeur à faisceau tubulaire	10
I.3.9.3.3.Échangeur à spirales	10
I.3.9.3.4.Échangeur eau-eau :	11
I.3.9.3.5.Échangeur air-air	12
I.3.9.3.6.Échangeur de chaleur rotatif	12

I.4. Conclusion	14
-----------------------	----

Chapitre II bilan énergétique des échangeurs cylindriques coaxiaux

II.1. Bilan énergétique des échangeurs concentriques	15
II.1.1. Coefficient d'échange global de transfert	16
II.1.2 Expression du flux échangé.....	17
II.2. Calcul des performances d'un échangeur de chaleur.....	18
II.2.1 Fonctionnement à co- courant	18
II.2.2 Fonctionnement à contre-courant	25
II.2.3 Efficacité d'un échangeur	31

CHAPITRE III : modélisation mathématique

III.1. Introduction	32
III.2. Méthodes numériques de discrétisation	32
III.2.1 Méthode des Différences Finis (MDF)	32
III.2.2 Méthode des Eléments Finis (MEF).....	32
III.2.3 Méthode des Volumes Finis (MVF).....	33
III.3. Principe de la méthode des volumes finis	33
III.4. Méthodes de résolution itératives des systèmes algébriques	35
III.4. 1. La méthode de Jacobi	35
III.4. 2 Méthode de Gauss Seidel	36
III. 5. Modélisation mathématique de notre problème	37
III.5.1 Equation de problème et géométrie	37
III.5.2 Les équations fondamentales avec les 'hypothèses proposés	39
III. 4. Discrétisation des équations de base de la Méthode des volumes Finis	41
III. 4.1 Discrétisation de l'équation d'énergie pour les deux fluides	42
III. 4.2 Discrétisation de l'équation d'énergie pour la paroi solide.....	45
III. 4.3 Algorithme	46

Chapitre IV : Résultats et discussions

INTRODUCTION	48
IV. 1. Simulation numérique pour des vitesses constantes	48
IV. 2. Simulation numérique pour des différentes vitesses	50

IV. 2.1. Première cas (vitesse de fluide chaud constant)	50
IV. 2.2. Deuxième cas (vitesse de fluide froid constant).....	55
IV. 3.Simulation numérique pour différents température d'entrés	61
IV. 4.Simulation numérique pour différents type des fluides.....	63
Conclusion	63

Résumé :

Dans cette étude, nous avons étudié numériquement le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur co-courant, on note aussi que la simulation est faite avec la méthode des volumes finis (on utilise le MATLAB comme un logiciel d'application pour cette méthode numérique). Pour savoir comment l'augmenter l'efficacité, nous avons changé les paramètres suivants : - les vitesses des fluides caloporteurs (chaud et froid), - la température d'entrée de fluide froid et finalement la diffusivités des fluides. Après les calculs on trouve, toujours l'efficacité augmente avec la vitesse de fluide faible (pour deux fluide froid et chaud). On constate aussi que l'efficacité est change avec les propriétés physiques de fluides caloporteurs. Finalement la simulation numérique avec la méthode des volumes finis donne une meilleur prédiction au l'expérimentation.

Mots-clés : Echangeur de chaleur; Transfert thermique ; Simulation ; Matlab

Summary:

In this study, we have studied numerically the heat transfer in a co-current heat exchanger, we also note that the simulation is made with the finite volume method (we use the MATLAB as an application software for this numerical method To find out how the efficiency increases, we have changed the following parameters: - the speeds of the heat transfer fluids (hot and cold), - the inlet temperature of the cold fluid and finally the diffusivities of the fluids. After the calculations we find, always the efficiency increases with the low fluid speed (for both cold and hot fluid). It is also observed that the efficiency is changed with the physical properties of heat transfer fluids. Finally, numerical simulation with the finite volume method gives a better prediction to the experiment.

Key words: Heat exchanger; Thermal transfer ; Simulation ; Matlab

المخلص

في هذه الدراسة ، درسنا نقل الحرارة عددًا في مبادل حراري للتيار المشترك ، ونلاحظ أيضًا أن المحاكاة تتم باستخدام طريقة الحجم المحدود (نستخدم MATALABÉ كتوصيف برمجي لهذا المنفذ لمعرفة كيفية زيادة الكفاءة ، قمنا بتغيير المعلمات التالية: - سرعات سوائل نقل الحرارة (الساخنة والباردة) ، - درجة حرارة مدخل السائل البارد وأخيرًا انتشار السوائل. بعد الحسابات التي نجدها ، تزداد الكفاءة دائمًا مع سرعة المائع المنخفضة (لكل من السائل البارد والساخن) ويلاحظ أيضًا أن الكفاءة يتم تعديلها مع الخصائص الفيزيائية لسوائل نقل الحرارة ، وأخيرًا تعطي المحاكاة العددية بطريقة الحجم المحدود تنبؤًا أفضل للتجربة

الكلمات المفتاحية :

مبادل حراري؛ النقل الحراري ؛ محاكاة ؛ ماتلاب

Introduction générale

Introduction générale :

Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite de façon générale au moins une fois par un échangeur de chaleur (différentes types), et aussi dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés, donc les échangeurs thermique sont des appareils très utilisés dans l'industrie. Effectivement, les échangeurs thermique sont utilisés largement éventail d'applications: ils sont présents dans des différentes secteurs malgré la même fonction de base qui est de transmettre de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides caloporteurs aux différentes températures (c-à-d : entre deux fluides chaud et froid). Ils sont présents, toujours dans par exemple dans le secteur industrielle (raffinage, agroalimentaire, chimie, etc...), la deuxième dans le secteur domestiques (chauffage et climatisation a l'intérieurs des maisons), le troisième secteur par exemple, le transport (automobile, marine, etc...)

Notre travail consiste à modéliser numériquement, l'échange thermique dans un échangeur de chaleur coaxiale (type co-courant) .Pour cela on divise notre travail dans cette mémoire aux quatre chapitres. Premièrement dans le premier chapitre, nous avons fait un recherche bibliographique est important, permettant une étude théorique de ces appareils. Le deuxième chapitre est consacré, à la présentation de toutes les formulations analytiques consternant les échangeurs de chaleurs coaxiaux. Avant toute simulation numérique, il est important de passer par les formulations mathématiques régissant les phénomènes physiques (surtout l'équation d'énergie bien sûr avec les conditions aux limites) mis en jeu lors du processus de fonctionnement des échangeurs thermiques coaxiaux (co-courant), présentées dans le troisième chapitre. Et aussi dans ce chapitre, nous avons présenté les méthodes numériques de résolution, des équations différentielles aux dérivées partielles ainsi l'équation de de la chaleur, nous avons choisi la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations régissant notre modèle.

Dans le quatrième chapitre, toutes les résultats numériques des différentes applications simulées, sont présentés et interprétés. Finalement on fait une clôture avec une conclusion générale consternant de notre travail et aussi d'une perspectives dans le future.

problématique :

Les échangeurs de chaleur sont des appareils thermiques de grande importance dans les installations thermiques et surtout dans les industries. L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre froide. Le choix d'un échangeur thermique, pour une application donnée, reliée de paramètres suivants: valeur de la température et de pression des fluides caloporteurs, caractéristiques physiques, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait d'installer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un très gain de rendement et d'énergie des procédés (énergie thermique est gagné). De bien précis, surtout dans notre domaine des productions des hydrocarbures, on trouve que les échangeurs de façons importants dans les circuits de raffinage par exemple dans la zone de Hassi-Messoud (RHM2). Notre objectif c'est de faire une simulation numérique sur le comportement thermique d'échangeur de chaleur de deux tubes coaxiaux à Co-courant.

Chapitre 1

Généralités sur les échangeur de chaleur

I. INTRODUCTION :

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux pour cela l'objectif de ce chapitre est de donner quelques généralités sur ces équipements. [1]

I.1. DEFINITION :

Un échangeur de chaleur est un équipement thermique statique qui transfère une énergie de chauffage d'un fluide à un autre. Exemple, échangeur d'eau chaude sanitaire. L'eau chaude chaudière, dit réseau primaire, est transférée à l'eau chaude sanitaire (dit réseau secondaire). La conception de l'échangeur peut être à plaques ou tubulaire en exécution acier, inox voire plastique pour les fluides les plus sensibles comme l'eau de mer, eau avec acides dans l'industrie chimique. [2]

I.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :

Le fonctionnement d'un échangeur de chaleur est donc basé sur un transfert de chaleur, et non sur un mélange : les deux fluides n'entrent jamais en contact. Cela se fait à travers une paroi de séparation entre le fluide froid et le fluide chaud, que l'on appelle « surface d'échange ». [2]

I.3. CRITÈRES DE CLASSEMENT DES ÉCHANGEURS :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

I.3.1. Type de contact :

• **Échangeurs à contact direct** : Le type le plus simple comprend un récipient ou Canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

• **Échangeurs à contact indirect** : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

I.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [3]

I.3.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :

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

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

transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [3]

I.3.4. Classement suivant le régime de fonctionnement :

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

- **transfert sans stockage**, donc en récupérateur, avec deux ou n passages et un écoulement en général continu .
- **transfert avec stockage**, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique. 3

I.3.5. Classement suivant l'état des fluides :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide présente un changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;

- les deux fluides présentent un changement de phase, cas des évapocondenseurs. [3]

I.3.6. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à environ $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Une classification en fonction de la compacité. [3]

I.3.7. Classement suivant la disposition des écoulements :

L'échange de chaleur se produit toujours par convection : plus la surface d'échange est grande, plus l'échange est performant.

On peut distinguer trois types d'échangeurs de chaleur principaux :

- à co-courant (ou échangeur anti-méthodique) (Figure I.1), : les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Dans un échangeur anti-méthodique, la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud .
- à contre-courant (on parle aussi d'échangeur méthodique) (**Figure I.1**), : les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud ;
- à courants croisés(**Figure I.1**), : les deux fluides circulent dans des directions plus ou moins perpendiculaires. [3]

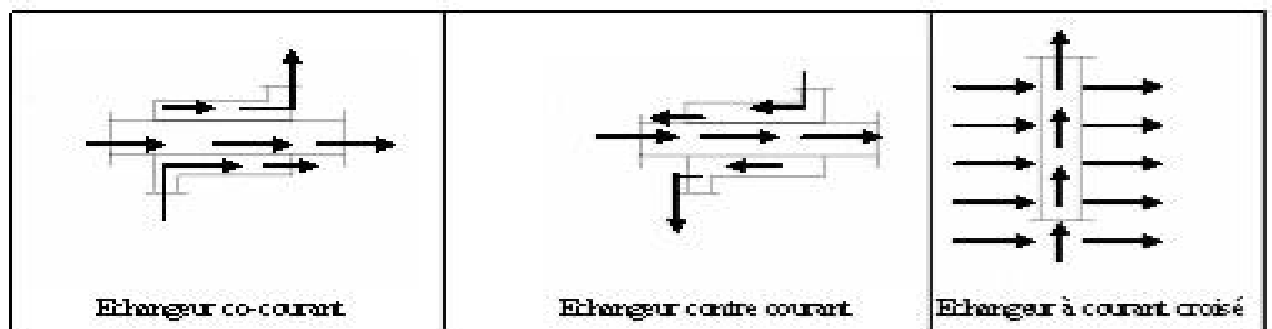


Figure I.1 : types d'échangeurs de chaleur

I.3.8. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retient deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium, ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, graphite, verre, etc[3]

I.3.9. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires .
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire .
- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé[3]

I.3.9.1 Échangeurs tubulaires :

• Différents types d'échangeurs tubulaires :

• Différentes catégories existantes :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories en fonction du nombre de tubes et de leur arrangement, qui autorisent une surface d'échange croissante entre les deux fluides du mètre carré m^2 :

échangeur monotube (Figure I.2) : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ou d'un drapeau .

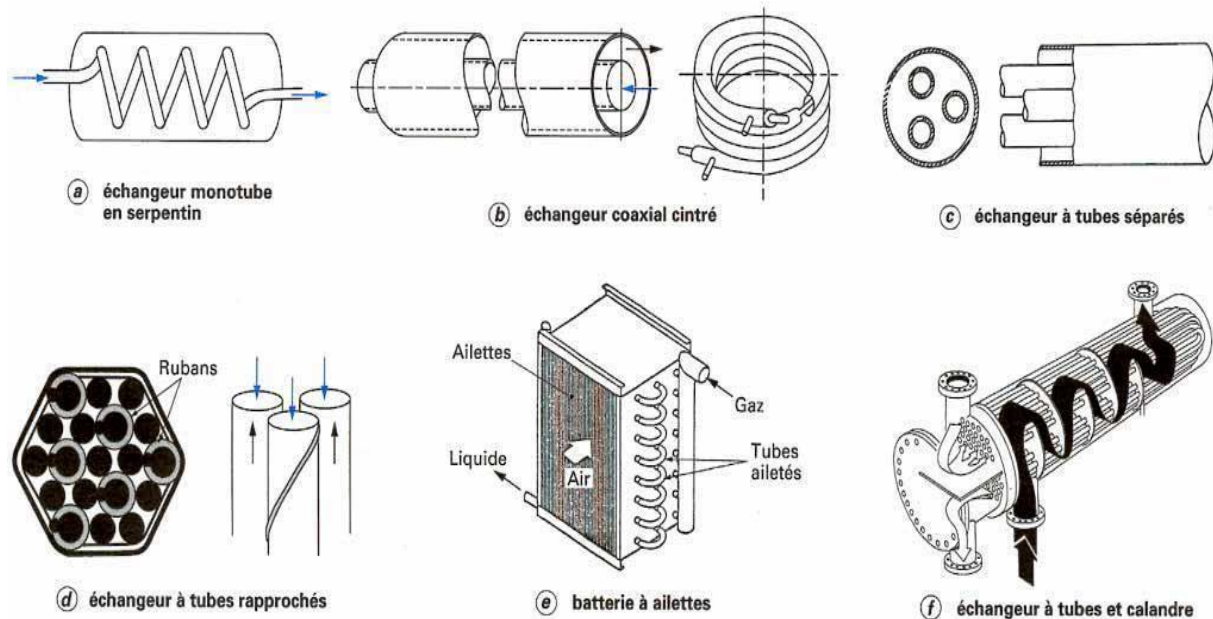


Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires

échangeur bitube ou coaxial : dans lequel les deux tubes sont concentriques et l'échangeur est souvent cintré pour limiter son encombrement ; en général, le fluide chaud ou le fluide haute pression s'écoule dans le tube intérieur .

échangeur multitubulaire : existant sous plusieurs formes .

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

échangeur à tubes rapprochés: pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban ou un fil enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans. Les tubes peuvent être soit lisses, soit ailettes: ces derniers permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique .

échangeur à tubes et calandre: le nombre de tubes varie alors de quelques dizaines à plusieurs milliers ; c'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

échangeurs à tubes ailettes : Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas

principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique (cf. article Echangeurs de chaleur, Intensification des échanges thermiques [RE 9 518]). C'est le cas des échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique sur les fumées ou les gaz chauds ou dans les différents systèmes thermodynamiques tels que les pompes à chaleur ou les groupes de réfrigération ; en génie climatique, ces échangeurs sont appelés batteries à ailettes. Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, répartis en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement), un ailettage externe des tubes est nécessaire pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externe et interne. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons[4]

I.3.9.2. Échangeur à plaques :

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie et dans le génie climatique. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuille et séparées les unes des autres d'un espace de quelques millimètres où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de l'ensemble d'éviter les fuites, tant entre les deux fluides que vers l'extérieur. [4]

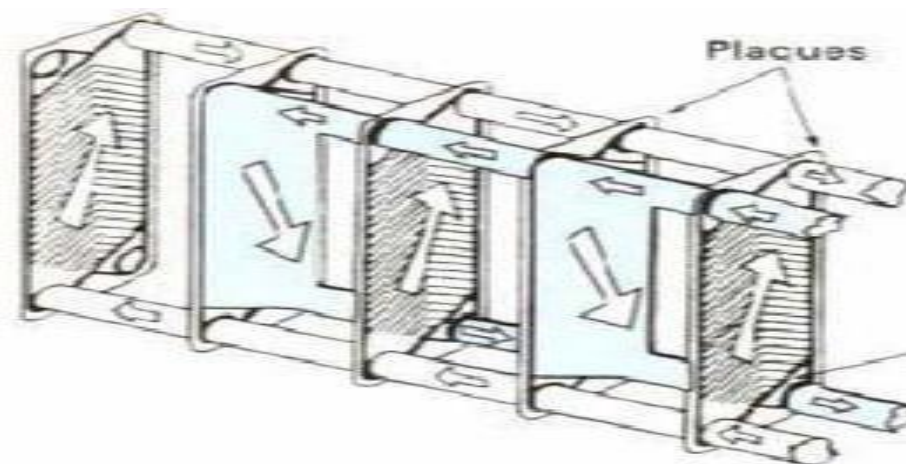


Figure I.3 : Échangeur à plaques

I.3.9.3. Autres types d'échangeurs :

I.3.9.3.1. Échangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [4]

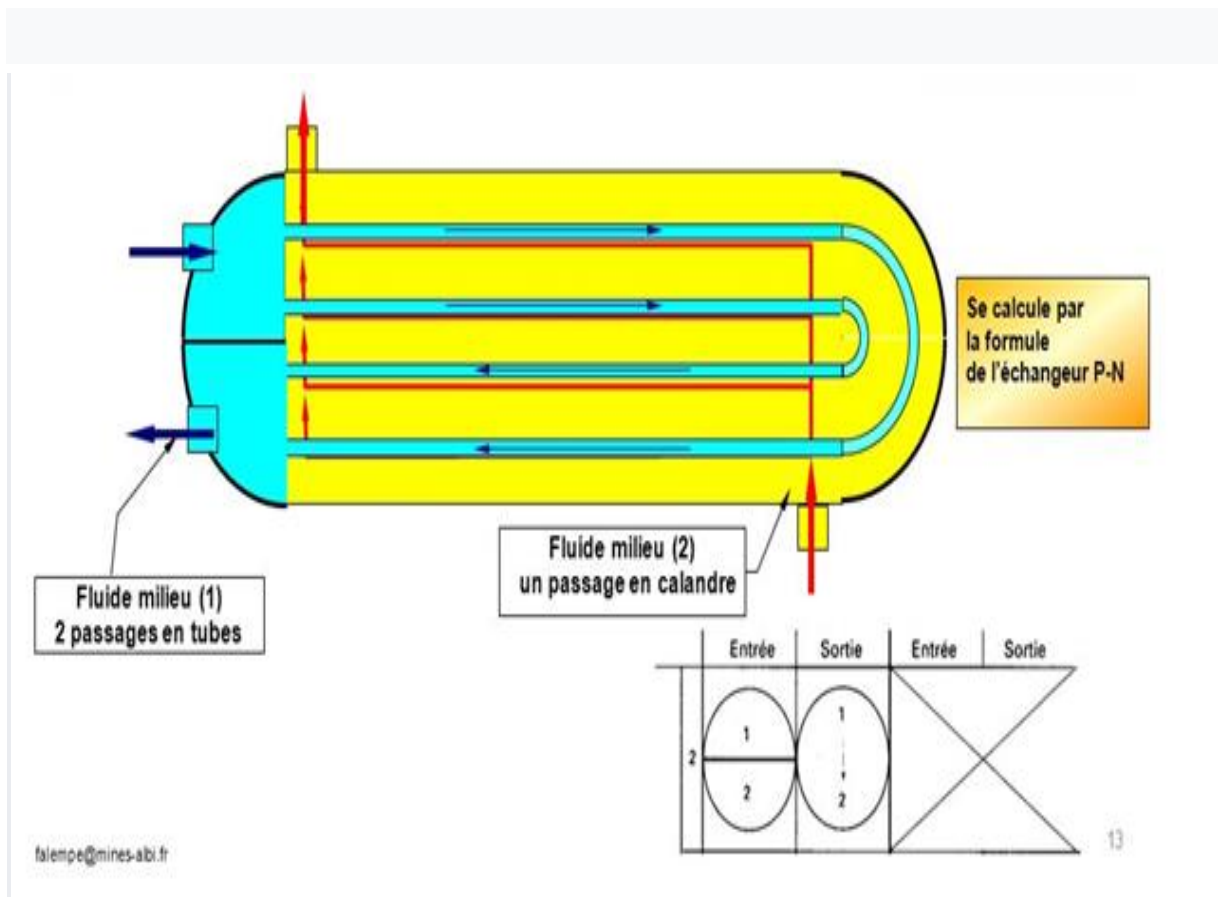


Figure I.4 : Échangeur à tubes en U

I.3.9.3.2.Échangeur à faisceau tubulaire:

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires[4]

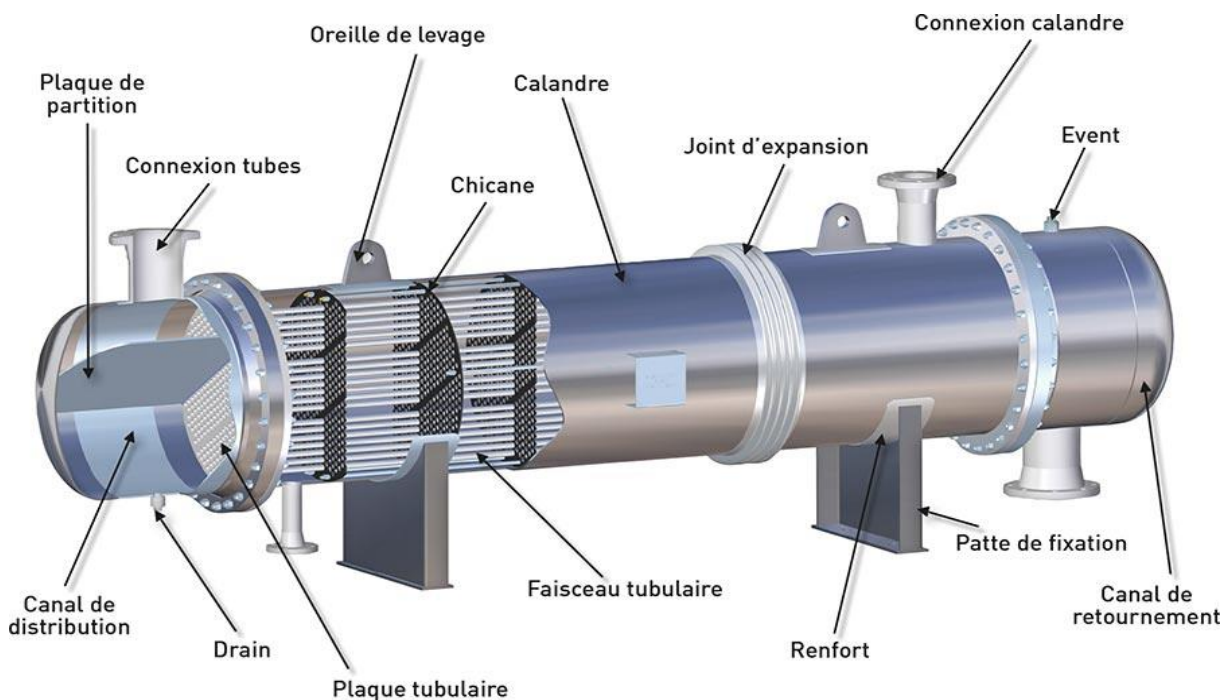


Figure I.5 : Échangeur à faisceau tubulaire

I.3.9.3.3.Échangeur à spirales :

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m^3 , ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais

pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire. [4]

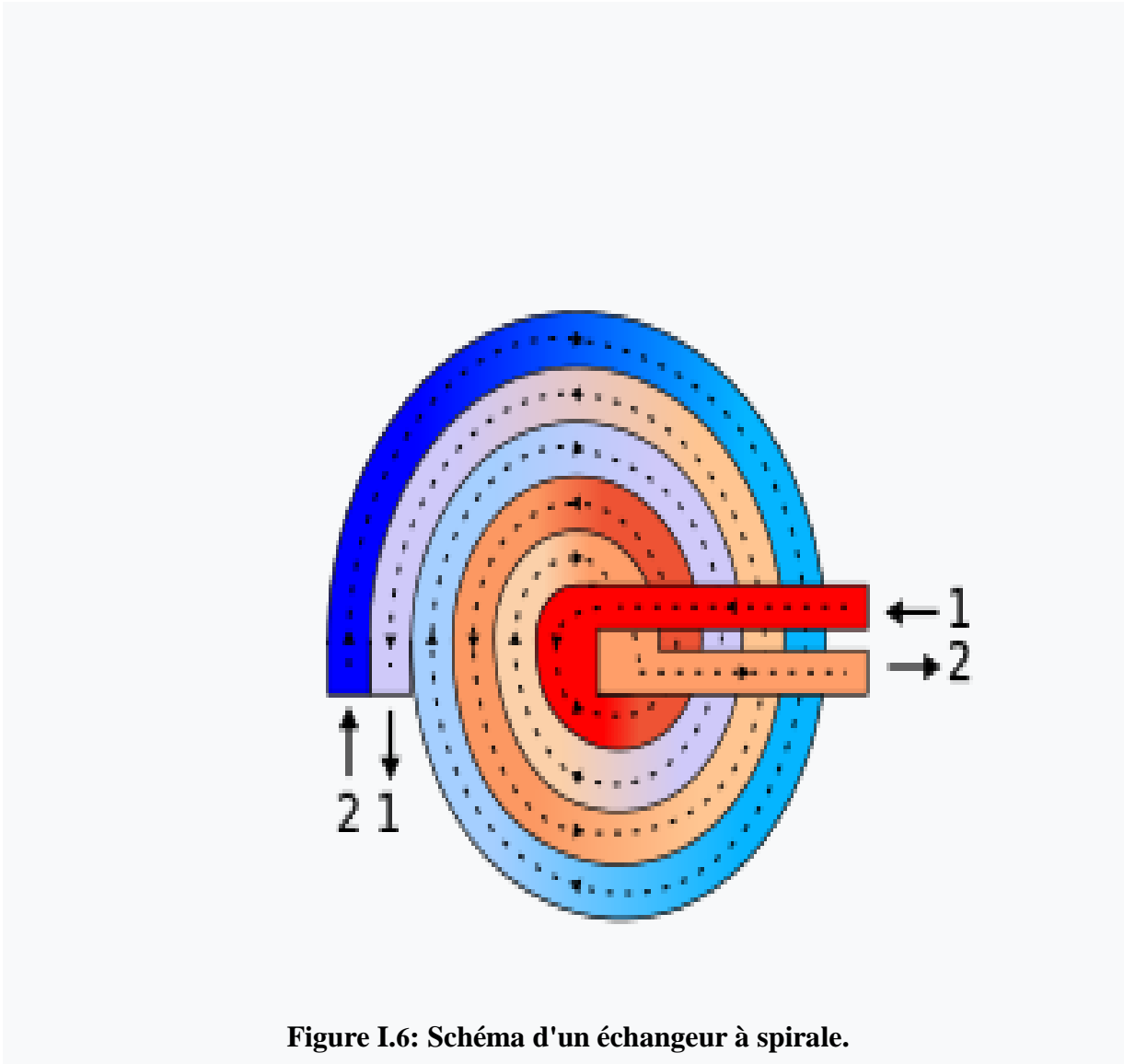


Figure I.6: Schéma d'un échangeur à spirale.

I.3.9.3.4.Échangeur eau-eau :

Les plaques ne sont pas plates mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un transfert de chaleur plus performant et de répartir les fluides sur toute la surface d'échange. Plus il y a de plaques, plus la surface d'échange est grande et plus l'échangeur est efficace. [4]

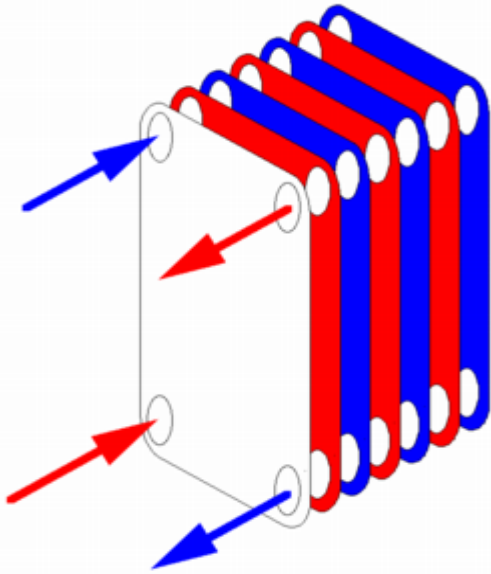


Figure I.7 : Schéma d'un échangeur à plaques à chevrons.

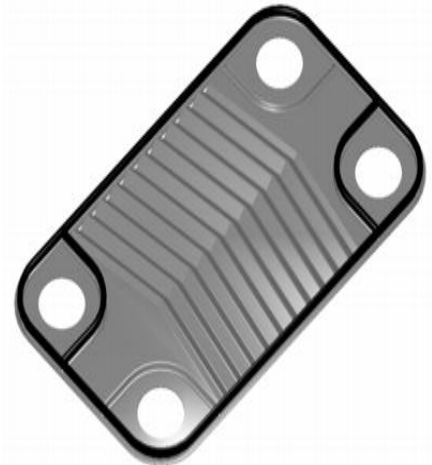


Figure I.8 : Une plaque avec un profil à chevrons.

I.3.9.3.5.Échangeur air-air :

Ces échangeurs sont utilisés depuis longtemps, notamment en sidérurgie pour préchauffer l'air comburant injecté dans les hauts fourneaux en récupérant l'énergie contenue dans leurs fumées. Les usines d'incinération des ordures ménagères peuvent aussi en être dotées ; ils fonctionnent sur le même principe.

I.3.9.3.6.Échangeur de chaleur rotatif :

.Colonne de Bouhy :

Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sécheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte de charge. [4]

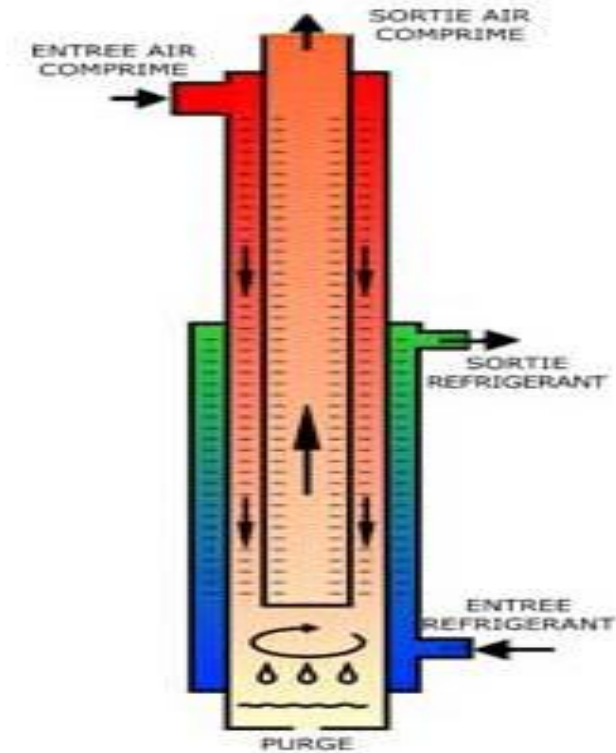


Figure I.10 : Colonne de Bouhy.

Échangeur à bloc :

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux. [4]

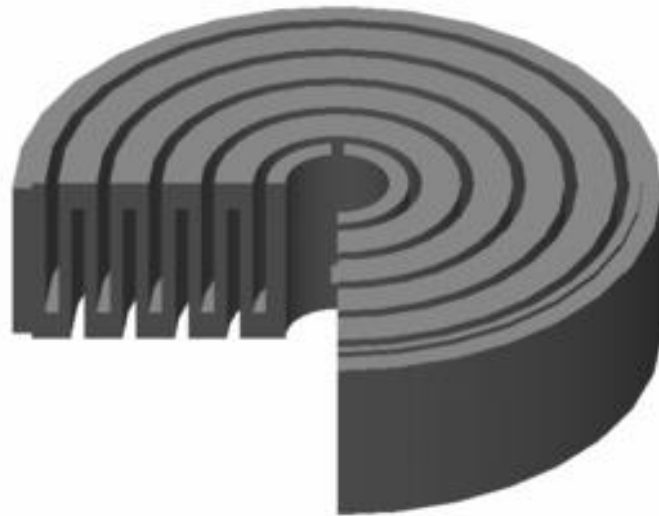


Figure I.11 : Schéma d'un échangeur à bloc complexe

I.4.Conclusion :

Afin d'intensifier les échanges thermiques, différentes méthodes ont été expérimentées et leur efficacité a été démontrée. Les techniques modifiant la structure de la paroi d'échange sont les plus nombreuses et les plus courantes : utilisation d'ailettes (extension de surface), modification de la géométrie de la paroi (promotion de la turbulence, du mélange). Les innovations issues de la micro technologie donnent aujourd'hui des perspectives encore plus intéressantes concernant le contrôle de l'état de surface et des propriétés des parois d'échange (revêtements, nano structuration). Enfin, beaucoup de techniques actives sont encore au stade de l'étude mais laissent présager de nombreuses possibilités pour des applications très ciblées.

Chapitre II

**Bilan énergétique des
échangeurs**

Cylindriques coaxiaux

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

II.1. Bilan énergétique des échangeurs concentriques :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides.

Exemples : radiateur d'automobile, évaporateur de climatiseur...

Dans notre étude nous allons traiter le type le plus simple des échangeurs tubulaires c'est l'échangeur à tube coaxial [5]

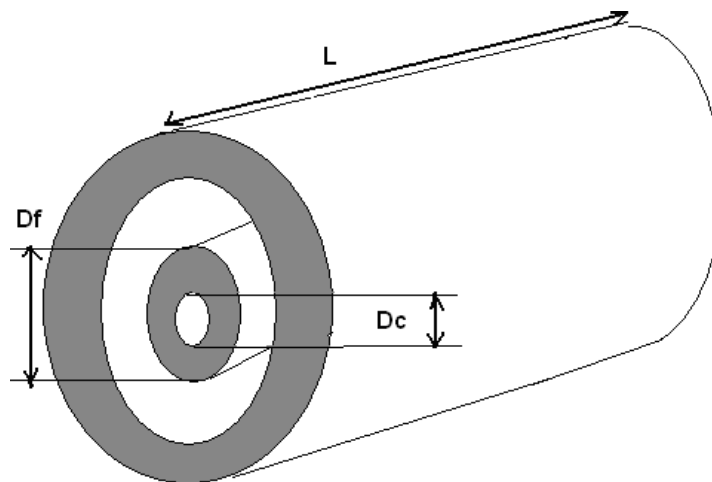
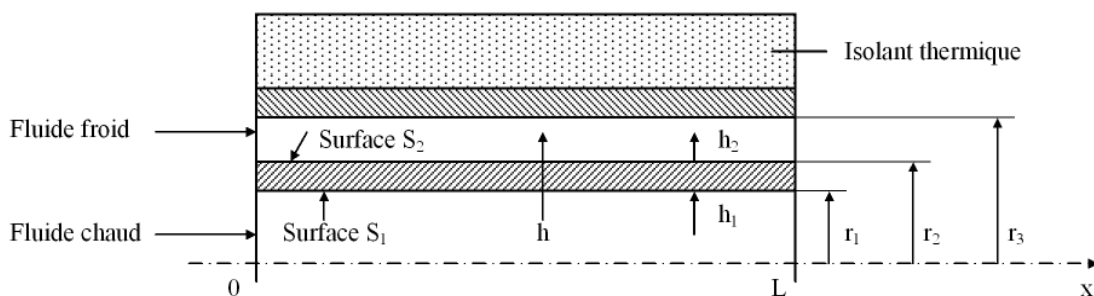


Figure II.1 : Echangeur à tube coaxial (concentrique).

Description :

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur [5].



Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

Figure II.2 : Description d'un dispositif d'échangeur.

II.1.1. Coefficient d'échange global de transfert :

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers .généralement ,le rayonnement intervient peu et sera, de toute façon ,négligé[6].

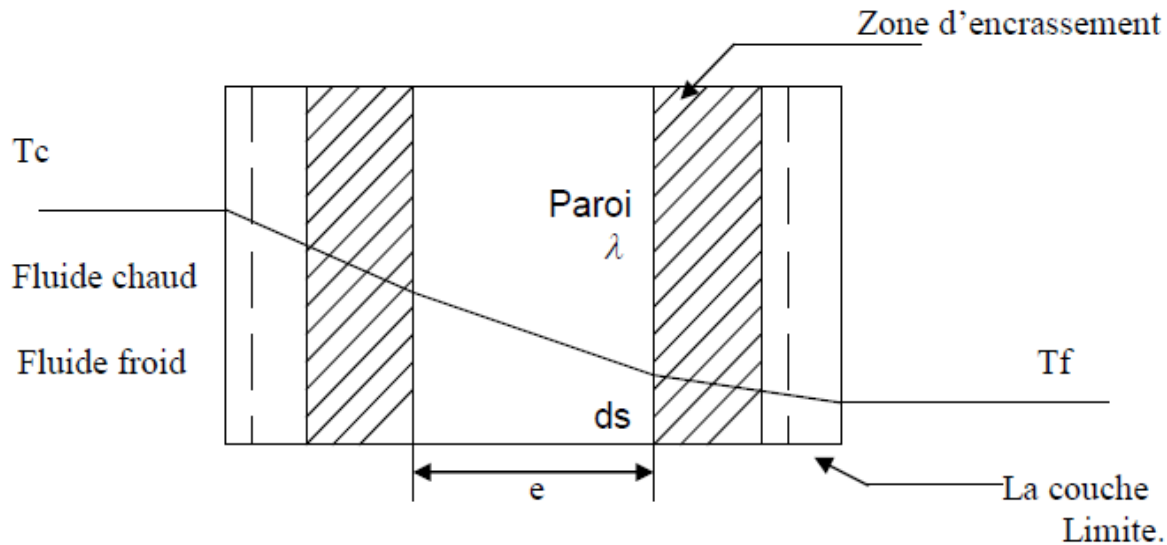


Figure II.3 : Description d'un dispositif d'échangeur. Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.

λ ; conductivité thermique Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c . Vient ensuite une inévitable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien de micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange. Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici rec . la température diminue ensuite par conduction (conductivité λ) au travers de la paroi d'échange e .

Au-delà et en direction du fluide froid à T_f , on retrouve à nouveau une résistance thermique D'encrassement notée ref et un transfert convectif caractérisé par h_f [6].

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

II.1.2 Expression du flux échangé :

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur :

$$\Phi = m_c CP_c (T_{ce} - T_{cs}) = m_f CP_f (T_{fs} - T_{fe})$$

Les produits $C_c = m_c CP_c$ et $C_f = m_f CP_f$ sont appelés les débits calorifiques des deux fluides. Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire [7].

$$\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

Par ailleurs, le flux de chaleur Φ transmis d'un fluide 2 à la paroi d'un tube cylindrique s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = u \cdot s (T_c - T_f) \\ \Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{r_{ec}}{s} + \frac{e}{\lambda \cdot s} + \frac{r_{ef}}{s} + \frac{1}{h_f S}} \Rightarrow \frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{e}{\lambda} + r_{ef} + \frac{1}{h_f} \end{array} \right.$$

Où U est appelé Coefficient d'échange global.

Dans l'expression $\Phi = U \cdot S (T_c - T_f)$ le Coefficient d'échange global U est rapporté à la surface d'échange S , Dans le cas de la plaque plane cette surface est identique de chaque côté de la paroi. Pour le cas d'une paroi cylindrique U doit être rapporté à l'une des deux surfaces. Ainsi si on suppose un écoulement de deux fluides (chaud au centre et froid dans l'espace annulaire) le flux échangé entre les deux fluides est de la forme :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S_c} + \frac{r_{ec}}{s_c} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{D_f}{D_c} + \frac{r_{ef}}{s_f} + \frac{1}{h_f S_f}}$$

Avec:

D_c = diamètre chaud

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

D_f = diametre froid

Selon le choix de l'une ou l'autre des surfaces choisies comme référence, le flux s'écrit :

$$\phi = U_c S_c (T_c - T_f) = \frac{S_c (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{D_c}{2\lambda} \ln \frac{D_f}{D_c} + r_{ef} \frac{D_c}{D_f} + \frac{1}{h_f} \frac{D_c}{D_f}}$$

Avec : $S_c = \pi D_c L$

Ou bien :

$$\phi = U_f S_f (T_c - T_f) = \frac{S_f (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} \frac{D_f}{D_c} + r_{ec} \frac{D_f}{D_c} + \frac{D_f}{2\lambda} \ln \frac{D_f}{D_c} + r_{ef} + \frac{1}{h_f}}$$

Avec : $S_f = \pi D_f L$

Quel que soit ce choix, U_c et U_f satisfont de toute façon à $U_c S_c = U_f S_f$ dont le flux de chaleur est indifféremment donné par :

$$\phi = U_c S_c (T_c - T_f) = U_f S_f (T_c - T_f) [8].$$

Généralement dans les échangeurs de chaleur, on choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface $S_f = \pi D_f L$, soit d'écrire $\phi = h S_f \Delta T$. Le coefficient global de transfert h d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$h = \left(\frac{D_f}{2h_c \frac{D_c}{2}} + \frac{D_f \ln \left(\frac{D_f}{D_c} \right)}{2\lambda L} + \frac{1}{h_f} + r_{en} \right)^{-1}$$

$$h = \left(\frac{D_f}{h_c D_c} + \frac{D_f \ln \left(\frac{D_f}{D_c} \right)}{2\lambda L} + \frac{1}{h_f} + R_{en} \right)^{-1} \quad (W.m^{-2} . ^\circ C^{-1})$$

R_{en} est une résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion) [5].

II.2. Calcul des performances d'un échangeur de chaleur:

II.2.1 Fonctionnement à co- courant :

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

Dans ce type d'échangeur, que l'on dénomme aussi à courant parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens [6].

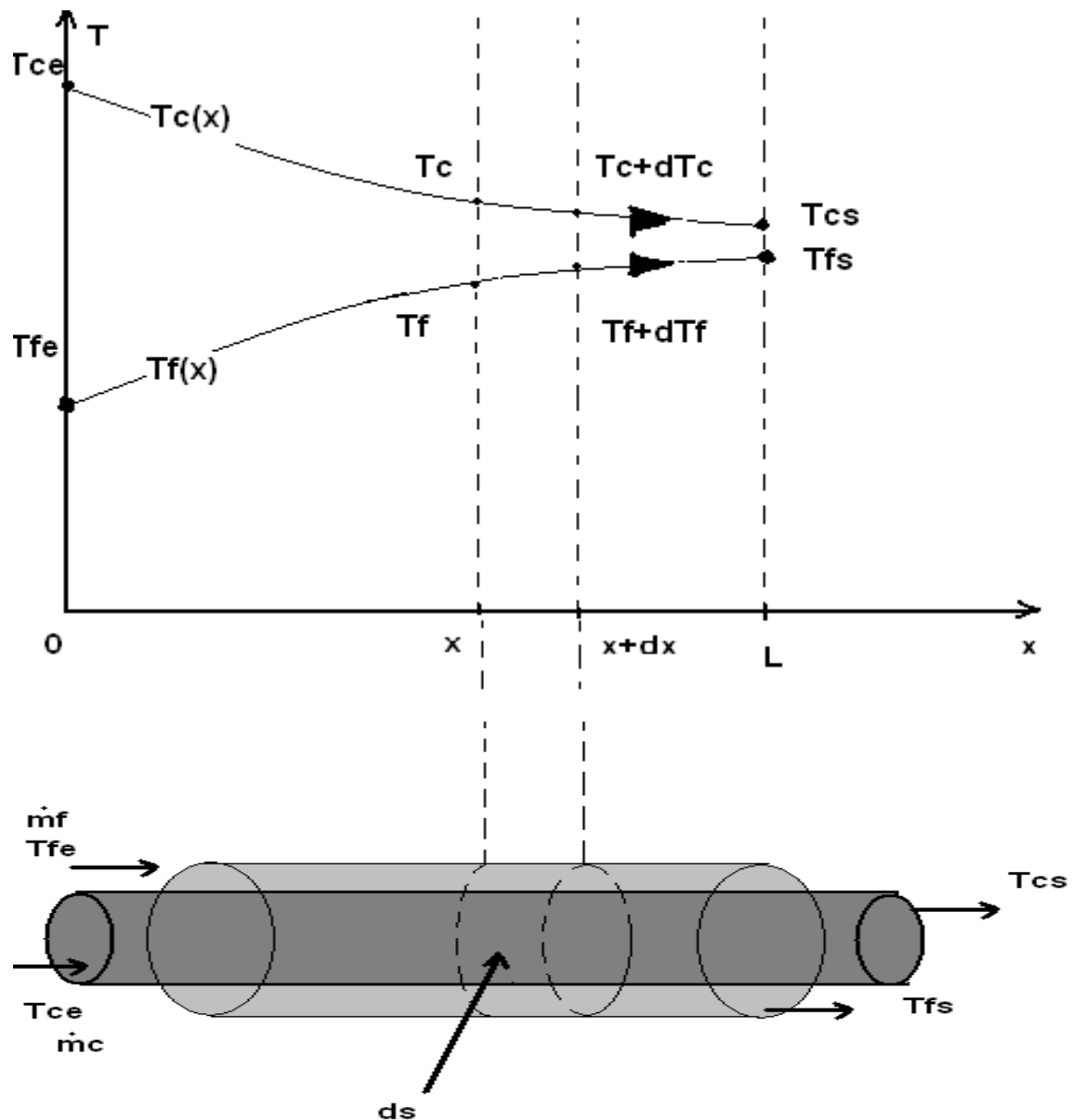


Figure II.4 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant.

Sont supposé connus:

- Les débits des fluides chaud et froid \dot{m}_c & \dot{m}_f & ,

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

- Les températures d'entrée des fluides chaud et froid T_{ce} et T_{fe} ,
- Le coefficient d'échange global U . L'objectif est alors de déterminer les performances de l'échangeur, c'est-à-dire de calculer :
- Les températures de sortie des fluides chaud et froid T_{cs} et T_{fs} ,
- Le flux de chaleur échangé Φ , L'éventuelle répartition spatiale des températures de fluide chaud $T(x)_c$, et froid $T(x)_f$ le long de l'échangeur [6]

Nous allons établir la relation liant le flux de chaleur transmis dans l'échangeur au Coefficient global de transfert h et à la surface extérieure s_2 d'échange coefficient global de transfert h . cette relation est fondamentale car elle permet de dimensionner un échangeur, c'est-à-dire de calculer la surface d'échange nécessaire pour transférer un flux imposé.

Pour cela, effectuons un bilan thermique de la partie d'échangeur comprise entre les distances x et $x+dx$ de l'entrée de l'échangeur :

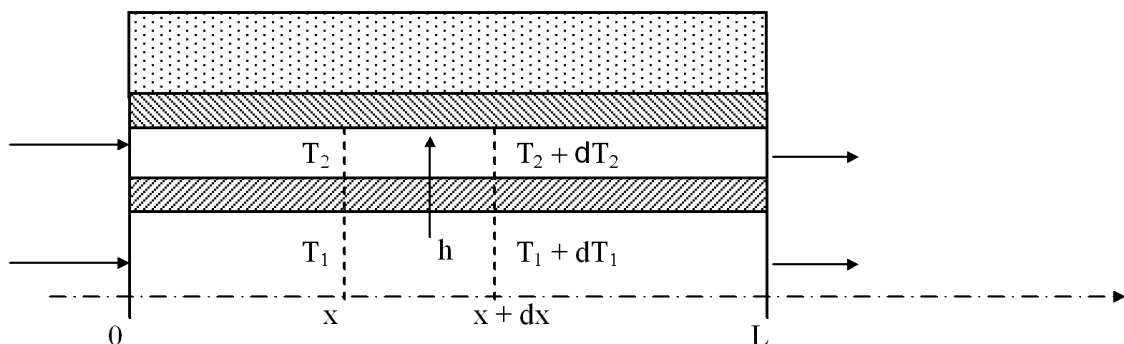


Figure II.5 : représentation des surfaces d'échanges.

- Le bilan thermique consiste à écrire que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage entre les plans d'abscisse x et $x+dx$ est passé intégralement à travers la paroi de séparation des deux fluides.
- Aussi T_c dépend de T_f donc avant d'intégrer il faut établir la relation liant ces deux grandeurs. Pour cela effectue le bilan thermique de l'échangeur entre l'entrée de

L'échangeur et l'abscisse x en écrivant que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud a été intégralement récupérés par le fluide froid [5]

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

Calcul du bilan :

Compte tenu des hypothèses plus haut, l'application du premier principe de la thermodynamique à la tranche de fluide chaud d'épaisseur dx échangeant la quantité de chaleur élémentaire $d\Phi_c$ conduit à :

$$\frac{du_c}{dt} = 0 = d\Phi_c + m_c[h_c - (h_c + dh_c)]$$

Où h_c représente l'enthalpie spécifique (massique) du fluide chaud et $\frac{\partial u_c}{dt}$ la variation de son énergie interne au cours du temps.

Si l'enthalpie varie avec la température selon $dh_c = cp_c dt_c$, ou cp_c représente la capacité calorifique à pression constante du fluide chaud et si on considère que le régime est établi, alors l'expression du premier principe devient :

$$0 = d\Phi_c + m_c cp_c [T_c - (T_c + dT_c)]. \text{ soit encore}$$

$$d\Phi_c = -m_c cp_c dT_c \tag{1}$$

Le même raisonnement, assortie des mêmes hypothèses concernant le fluide froid, conduit alors à :

$$d\Phi_f = m_f cp_f dT_f \tag{2}$$

Or, les deux quantités $d\Phi_c$ et $d\Phi_f$ sont égales et de signes opposés, si bien que l'on peut convenir de la définition de $d\Phi = d\Phi_c = -d\Phi_f > 0$

Compte tenu de l'expression du flux élémentaire que l'on dérive de l'équation :

$$\Phi = US(T_c - T_f) \tag{3}$$

Le système d'équations à résoudre devient :

$$\begin{cases} d\Phi = -m_c cp_c dT_c \dots \dots (a) \\ d\Phi = m_f cp_f dT_f \dots \dots (b) \\ d\Phi = U dS (T_c - T_f) \dots \dots (c) \end{cases} \tag{4}$$

➤ On va calculer T_c et T_f

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

On tire tout d'abord, des équations(a) et (b): $dT_c = -\frac{d\Phi}{m_c c p_c}$ et $dT_f = -\frac{d\Phi}{m_f c p_f}$

on combine ces deux équations tirées :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right)$$

On remplace cette équation dans (c) on obtient une équation différentielle décrivant le comportement de l'écart de température $T_c - T_f$ avec la surface S :

$$d(T_c - T_f) = -U ds (T_c - T_f) \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right)$$

ou encore :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -u \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right) ds$$

Si on suppose que le coefficient d'échange global U et les deux capacités calorifiques $c p_c$ et $c p_f$ demeurent constantes le long de l'échangeur, on peut intégrer l'équation suivante de 0 à x pour obtenir :

$$\int_{x=0}^x \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = \ln \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = -U \cdot \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right) \cdot S(x)$$

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-U \cdot \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right) \cdot S(x)}$$

Avec:

$$T_c(0) = T_{ce} \quad \text{Et} \quad T_f(0) = T_{fe}$$

Cette équation montre que l'écart de température entre les deux fluides est une évolution exponentielle décroissante de l'aire d'échange S(x). Cet écart tend d'ailleurs vers 0 lorsque

$S \rightarrow \infty$

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} \rightarrow \text{Si } S(x) \rightarrow \infty$$

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

L'intégral est valable quel que soit x , elle l'est donc pour la valeur $x = L$ et pour

Laquelle $T_c(L) = T_{ce}$, $T_f(x) = T_{fe}$, $S(L) = S$ (la surface totale), Ce que revient à :

$$\begin{cases} \Phi = -m_c cp_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = m_f cp_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases}$$

On obtient alors :

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -US \left(\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right) = -\frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{fs} - T_{fe})] = -\frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = US TLM \quad (6)$$

Où ΔTLM représente la différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM) entre les deux fluides. Ainsi le calcul du flux de chaleur dépend du produit $U.S$ que nous avons introduit en première partie et de cet écart de température. Si cette expression s'avère simple à utiliser, elle n'en reste pas moins dépendante des températures de sortie qui sont, dans une majorité de cas pratiques, à priori inconnues. Lever indétermination suppose la résolution du système :

$$\begin{cases} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \\ \Phi = -m_c cp_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = m_f cp_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \quad (7)$$

La première étape consiste à exprimer le flux de chaleur indépendamment des températures de sortie. La transformation du système (7) donne :

$$\begin{cases} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \dots \dots \dots (a') \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{m_c cp_c} \dots \dots \dots (b') \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\Phi}{m_f cp_f} \dots \dots \dots (c') \end{cases}$$

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

(a') devient alors :

$$\Phi = -US. \frac{\Phi \left[\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right]}{\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} e^{-\Phi \left[\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right]}}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit encore :

$$\ln \left[1 - \frac{\Phi}{T_{ce} - T_{fe}} \left(\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right) \right] = -US. \left[\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right]$$

L'expression du flux devient :

$$\Phi = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f}} \left[1 - e^{-Us. \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f} \right)} \right]$$

Soit encore :

$$\Phi = \frac{m_c cp_c m_f cp_f (T_{ce} - T_{fe})}{m_c cp_c + m_f cp_f} \left(1 - e^{-U.s. \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f} \right)} \right)$$

(9)

On combine l'équation (8) avec (b') et (c') on obtient les expressions finales des températures de sortie:

$$\begin{cases} \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{m_f cp_f}{m_c cp_c + m_f cp_f} \left[1 - e^{-U. \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f} \right). s(x)} \right] \\ \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{m_c cp_c}{m_c cp_c + m_f cp_f} \left[1 - e^{-U. \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f} \right). s(x)} \right] \end{cases} \quad (10)$$

De même manière on a :

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

$$\frac{dT_c}{(T_{ce}-T_{fe})} = -\frac{Uds}{m_c cp_c}$$

La multiplication de cette expression membre à membre avec l'expression (5) donne:

$$\frac{dT_c}{(T_{ce}-T_{fe})} = -\frac{U}{m_c cp_c} e^{-U \cdot \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f}\right) \cdot s(x)}$$

On intègre 0 et x on a :

$$\frac{T_c(x)-T_{fe}}{(T_{ce}-T_{fe})} = \frac{1}{m_c cp_c} \frac{1}{\left(\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f}\right)} \left[e^{-U \cdot \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f}\right) \cdot s(x)} \right]$$

Finalement on obtient les deux températures de sortie chaude et froide:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cs} = T_{ce} - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{m_f cp_f}{m_c cp_c + m_f cp_f} \left[1 - e^{-U \cdot \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f}\right) \cdot s(x)} \right] \dots \dots \dots (11) \\ T_{fs} = T_{fe} + (T_{ce} - T_{fe}) \frac{m_f cp_f}{m_c cp_c + m_f cp_f} \left[1 - e^{-U \cdot \left(\frac{1}{m_c CP_c} + \frac{1}{m_f CP_f}\right) \cdot s(x)} \right] \dots \dots \dots (12) \end{array} \right.$$

Dans le cas où cet échange à courant parallèle serait infiniment long ($x \rightarrow \infty$), les températures de sortie se rejoignent pour avoir une seule et unique valeur dont l'expression est :

$$T_{\infty} = \frac{m_c cp_c T_{ce} + m_f cp_f T_{fe}}{m_c cp_c + m_f cp_f} \quad (13)$$

Cette valeur limite correspond en fait à la température issue du mélange des deux fluides pris dans les mêmes conditions d'écoulement et aux mêmes températures d'entrée [1,30].

Selon les cas, on obtient 3 comportements différents qui sont :

II.2.2 Fonctionnement à contre-courant :

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposé de l'autre. On attribue par exemple l'abscisse $x = 0$ l'entrée du fluide chaud et $x = L$ à celle du fluide froid.

Calcul du bilan :

En conservant les mêmes hypothèses que lors de l'étude de l'échangeur co-courant et en notant cette fois-ci que $dT_f < 0$ (compte tenu de l'écoulement opposé à celui de l'axe des x) on peut écrire :

$$\begin{cases} d\Phi = -m_c cp_c dT_c \dots \dots \dots (a'') \\ d\Phi = -m_f cp_f dT_f \dots \dots \dots (b'') \\ d\Phi = U dS (T_c - T_f) \dots \dots \dots (c'') \end{cases} \quad (14)$$

Une démarche similaire à celle adoptée dans le cas du co-courant conduit alors à :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -U \cdot \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) \cdot ds,$$

Après intégration entre les bornes $x = 0$ et $x = L$ on aura :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{-U \cdot \left(\frac{1}{m_c cp_c} + \frac{1}{m_f cp_f} \right) \cdot S} \quad (15)$$

Lorsque $x = L$ on a :

$$\begin{cases} T_c(L) = T_{cs} \\ T_f(L) = T_{fs} \\ S(L) = S \end{cases}$$

S : (Surface totale)

$$\Phi = -m_c cp_c \cdot (T_{cs} - T_{ce}) \quad \text{Et} \quad \Phi = m_f cp_f (T_{fs} - T_{fe})$$

\Rightarrow

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -US \cdot \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) = -\frac{US}{\Phi} \cdot [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} = US \Delta TLM \quad (16)$$

La détermination des lois d'évolution des deux températures le long de l'échangeur $T_c(x)$ Et $T_f(x)$: La combinaison de (a'') et (c'') nous donne:

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

$$\frac{dT_c}{T_c - T_f} = - \frac{U ds}{m_c c p_c} \quad (17)$$

On multiplie 17 membre à membre avec 15 on obtient :

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{U}{m_c c p_c} e^{-U \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right) s(x)} ds$$

Après intégration entre $x = 0$ et $x = L$ on obtient:

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{m_f c p_f}{m_f c p_f - m_c c p_c} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{m_c c p_c} + \frac{1}{m_f c p_f} \right) s(x)} \right] \quad (18)$$

On obtiendrait de la même manière pour $T_f(x)$

Ces deux expressions donnent donc les lois d'évolution de $T_c(x)$ et $T_f(x)$, c'est-à-dire le long de l'échangeur. Toutefois, elles restent encore dépendantes de la température T_{fs} à priori inconnue. Lever cette indétermination passe, comme nous l'avons effectué dans le cas du co-courant, par la résolution du système d'équations :

$$(20) \quad \left\{ \begin{array}{l} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} \\ \Phi = -m_c c p_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = m_f c p_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{array} \right.$$

Ces expressions sont tout d'abord transformées en :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} \\ \Phi = T_{ce} - \frac{\Phi}{m_c c p_c} \\ \Phi = T_{fe} + \frac{\Phi}{m_f c p_f} \end{array} \right. \quad (21)$$

$$\Phi = US \frac{-\frac{\Phi}{m_c c p_c} + \frac{\Phi}{m_f c p_f}}{\ln \frac{T_{ce} - \frac{\Phi}{m_c c p_c} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\Phi}{m_f c p_f}}}, \text{ soit encore}$$

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

$$\ln \frac{T_{ce} - \frac{\Phi}{m_c cp_c} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\Phi}{m_f cp_f}} = -US \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right)$$

L'expression du flux de chaleur est alors donné par :

$$\Phi = (T_{ce} - T_{fe}) \frac{1 - e^{-U \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) s}}{\left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} e^{-U \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) s} \right)} \quad (22)$$

La combinaison de cette dernière expression avec celles de (b'') et (c'') permettent alors de déterminer les deux températures de sortie chaude et froide :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cs} = T_{ce} - \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{m_c cp_c} \frac{\left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) s} \right]}{\left[\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} e^{-U \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) s} \right]} \\ T_{cs} = T_{ce} + \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{m_f cp_f} \frac{\left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) s} \right]}{\left[\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} e^{-U \left(\frac{1}{m_c cp_c} - \frac{1}{m_f cp_f} \right) s} \right]} \end{array} \right. \quad (23)$$

L'échangeur contre-courant a comme particularité les profils de température ne présentent pas toujours une même allure, selon les valeurs relatives des produits $m_f cp_f$ et $m_c cp_c$ que l'on note généralement c_f et c_c [1,30]. Selon les cas, on obtient 3 comportements différents qui sont :

L'expression des dérivées secondes $\frac{d^2 T_c}{ds^2(x)}$ et $\frac{d^2 T_f}{ds^2(x)}$, issue des équations (21) et (22) sont données dans le tableau. Leurs signes définissent alors les concavités des évolutions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ c f qui s'avèrent en fait les mêmes que celui de l'écart $m_f cp_f - m_c cp_c$.

Tableau : incidences remarquables des valeurs relatives de c_c et c_f sur les concavité des courbes $T_c(x)$ et $T_f(x)$ c f ainsi que sur les valeurs de températures limites atteintes dans le cas d'un échangeur infiniment long.

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

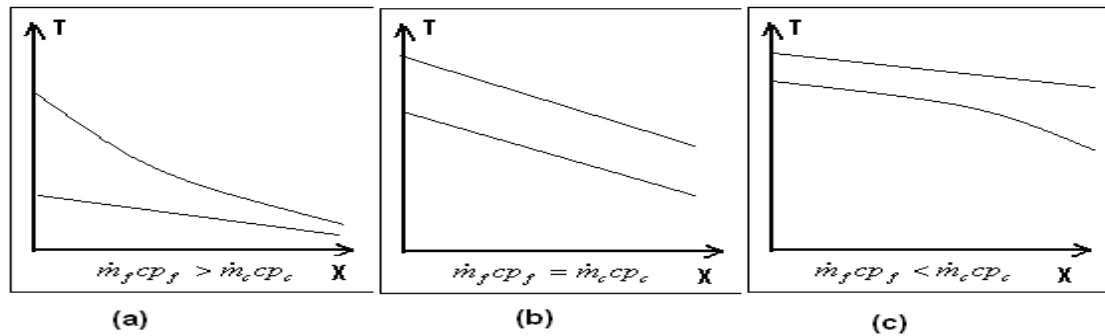


Figure II.6 : Profile de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique.

De la figure précédente on constate que : c'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C , qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C . par conséquent, le calcul des températures limites dans le cas d'échangeurs infiniment longs se réalise pour $S = +\infty$ dans le cas ou $c_f > c_c$ et pour $S = -\infty$ dans le cas ou $c_f < c_c$. Les expressions obtenues sont reportées dans le tableau1.

Lorsque l'on est dans le cas précis ou $c_f = c_c$ l'équation (16) montre que

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = 1, \text{ soit encore que } T_c(x) - T_f(x) = T_{ce} - T_{fs} = cte$$

Ainsi l'écart de température entre les deux fluides reste constant, quelle que soit la position dans l'échangeur. Les définitions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ des équations (13)a et (13)b se révèlent alors indéterminées . Le développement de $e^{-\epsilon} \approx 1 - \epsilon + \frac{\epsilon^2}{2}$ au premier ordre et au voisinage de 0, permet toutefois de déterminer les expression de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ selon :

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} \approx -\frac{U}{C} S(x)$$

Et ou $c_f = c_c = c$

$$\frac{T_f(x) - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} \approx -\frac{U}{C} S(x)$$

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

Les profils de températures sont donc des fonctions linéaires de $S(x)$ et même de x dans notre cas (tubes cylindriques) puisque $S(x)$ est elle-même une fonction linéaire de x . Les expressions du flux de chaleur échangé qui ont été obtenues dans les équations (5) pour le cas co-courant et (12) pour le cas contre-courant s'écrivent de façon similaire $\Phi = US \cdot \Delta T_{LM}$, même si jusqu'ici, l'écart de température logarithmique moyen s'exprime différemment en fonction des 4 températures T_{ce} , T_{fe} , T_{cs} , et T_{fs} . Il est toutefois possible de conserver une seule expression de ΔT_{LM} en fonction des écarts de température à gauche (ΔT_a) et à droite (ΔT_b) de l'échangeur. En adoptant cette convention, l'expression générale $\Phi = US \Delta T_{LM} = US \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$ reste alors valable dans tous les cas [6].

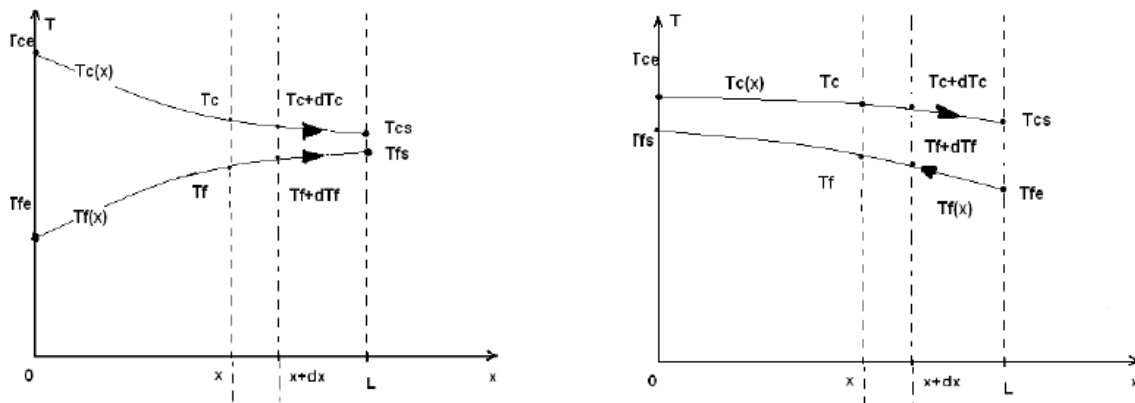


Figure II.7 : Schématisation de la convention permettant une seule expression pour le cas de l'échangeur co-courant et contre-courant.

Elle offre de plus, l'avantage de pouvoir traiter le cas particulier où l'un des fluides conserve une température quasi uniforme tout au long de l'échangeur. On observe notamment le cas lorsque le débit de capacité thermique de l'un des fluides est très nettement supérieur à celui de l'autre $m_f c_{p_f} \gg m_c c_{p_c}$ ou $m_f c_{p_f} \ll m_c c_{p_c}$ ou encore lorsque le transfert de chaleur s'effectue de façon isotherme comme c'est le cas de la condensation ou l'évaporation d'un fluide pur. Ainsi, lorsqu'il y a plus de différence entre les températures de sortie et d'entrée de un des fluides, la distinction co-courant ou contre-courant disparaît. Les profils que l'on obtient sont alors ceux que l'on peut voir sur la figure 1 pour le cas où $T_c = cte$ (cas du condenseur) et pour le cas où $T_f = cte$ (cas de l'évaporateur) [6].

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

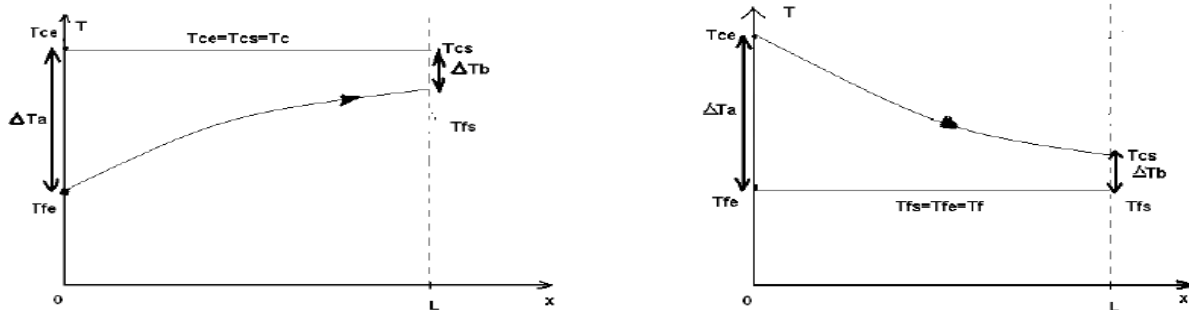


Figure II.8 : Profile de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique.

L'application de l'équation (6) ou (16) au cas du condenseur par exemple conduit à :

$$\Phi = US \Delta T_{LM} = US \frac{(T_c - T_{fe}) - (T_c - T_{fs})}{\ln \frac{T_c - T_{fe}}{T_c - T_{fs}}} = US \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_c - T_{fe}}{T_c - T_{fs}}}$$

Compte tenu du fait que le flux s'exprime aussi par $\Phi = m_f c p_f (T_{fs} - T_{fe})$, on

obtient alors
$$\frac{T_{fs} - T_c}{T_{ce} - T_f} = e^{-\frac{us}{m_f c p_f}}$$

expression qui donne directement la température de sortie du fluide froid. On parvient à un résultat similaire dans le cas de l'évaporateur avec

$$\frac{T_{cs} - T_f}{T_{ce} - T_f} = e^{-\frac{us}{m_c c p_c}} \quad [6]$$

II.2.3 Efficacité d'un échangeur :

Définition : On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueurs infinie fonctionnant à contre-courant

Chapitre II BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{maximum}}$$

Chapitre III

Modélisation mathématique

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la présentation et la discrétisation par différentes Méthodes de Volumes Finis de problèmes elliptiques et les différentes méthodes numériques.

III.2. Méthodes numériques de discrétisation :

Les méthodes numériques de discrétisation consistent à ramener la résolution du système d'équations différentielles dans le domaine d'étude, avec des conditions aux limites appropriés, à celles d'un système d'équations algébriques dont la solution donne l'énergie potentielle et la densité des électrons.

III.2.1 Méthode des Différences Finis (MDF) :

La méthode des différences finies, présente une technique de résolution des équations aux dérivées partielles, par l'approximation de dérivées par des différences finies. Cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en un nombre déterminé de noeuds et à représenter la fonction recherchée en chacun des noeuds du domaine par un développement limité en série de Taylor. Ainsi, l'équation différentielle est transformée en équation algébrique pour chaque noeud. La résolution du système d'équations algébriques permet d'obtenir la distribution de la fonction étudiée dans le domaine d'étude.

La méthode de différence finie ne permet pas la prise en compte des conditions de passage d'un milieu physique à un autre et des non-linéarités, cela nécessite un traitement spécifique. D'autre part, elle s'adapte mal aux objets de la géométrie complexe à cause de la rigidité du maillage.

III.2.2 Méthode des Eléments Finis (MEF) :

Cette méthode consiste à transformer les équations différentielles sous des formes intégrales basées sur le concept de minimisation d'une quantité (comme l'énergie...), conduisant à la solution exacte. En d'autre terme elle s'agisse de trouver une fonction globale représentant le modèle mathématique dans le domaine étudié.

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis consiste à [7] :

- Définir une partition du domaine d'étude c'est-à-dire subdivisé le domaine d'étude en régions élémentaires (Eléments Finis)
- Représenter la fonction inconnue sur chacun de ces éléments par une approximation polynomiale.

- Construire les formes intégrales.
- Minimiser l'intégrale.
- Une organisation matricielle des calculs.
- Une résolution du système algébrique.

La MEF est une méthode très puissante pour la résolution des équations aux dérivées partielles surtout dans les géométries complexes. Sa mise en oeuvre par contre, est assez compliquée et nécessite une place mémoire assez importante.

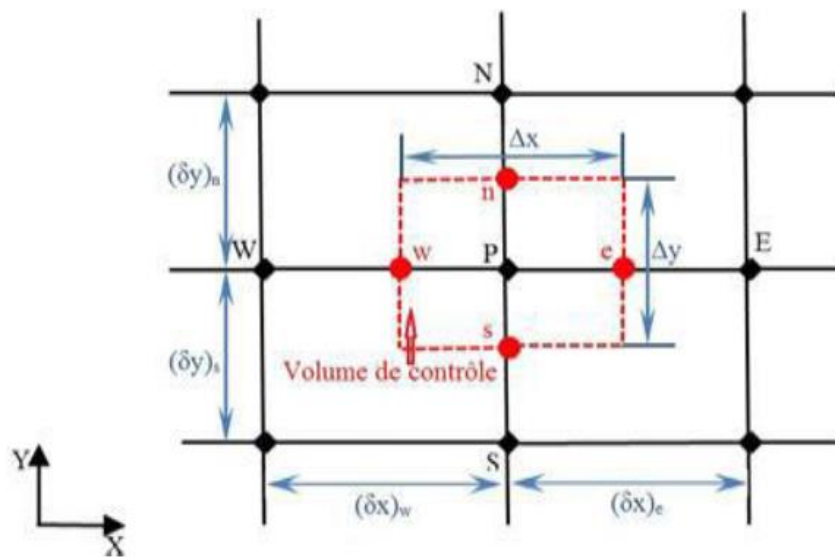
III.2.3 Méthode des Volumes Finis (MVF) :

La méthode des volumes finis est une version spéciale de la méthode des résidus pondérés où la fonction de projection égale à l'unité. Cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en volumes élémentaires de telle manière que chaque volume entoure un noeud principal P. Chaque volume est délimité par : deux interfaces dans le cas monodimensionnel noté (e, w), quatre interfaces dans le cas bidimensionnel (e, w, s, n) et six interfaces dans le cas tridimensionnel (e, w, s, n, t, b). Chaque noeud principal P est limité par des noeuds voisins (E, W) dans le cas monodimensionnel, (E, W, S, N) dans le cas bidimensionnel, et (E, W, S, N, T, B) dans le cas tridimensionnel. L'équation différentielle est intégrée dans chaque volume élémentaire finis. Pour calculer l'intégrale dans ce volume élémentaire l'inconnue est représentée à l'aide d'une fonction d'approximation (linéaire, parabolique, exponentielle, de puissance etc.) entre deux noeuds consécutifs. Ensuite, la forme intégrale est discrétisée dans le domaine d'étude. Le résultat de discrétisation donne une équation algébrique qui est constituée par les valeurs nodales. [8]

III.3. Principe de la méthode des volumes finis :

Le domaine de calcul est divisé en un certain nombre de volumes élémentaires entourant des points du réseau de maillage. L'équation différentielle qui gouverne le problème est intégrée sur chaque volume de contrôle, vérifiant ainsi le principe de conservation à la proximité des points ou noeuds du réseau de maillage discret. Le résultat est l'équation de discrétisation qui contient les valeurs de -dans le domaine étudié. L'équation de discrétisation obtenue de cette manière exprime le principe de conservation de -dans un volume infinitésimal de contrôle.

La méthode des volumes finis est aussi une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équation algébriques, qui peuvent être résolus numériquement elle consiste à intégrer les équations de transport ou aux dérivées partielles (EDP) sur chaque volume de contrôle, couvrant ainsi tout le domaine physique. Pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle (V_c).



(Figure III.1) : Volume de contrôle typique bidimensionnel.

Volume de contrôle typique :

Ce volume de contrôle est utilisé pour l'expression des bilans des grandeurs scalaires. Les faces de ce volume sont localisées au point e, w, n, s.

Avec p le centre du volume de contrôle. E, W, N, S, sont les centres des volumes de contrôle adjacents. (Figure II.1)[8]

Pour un noeud principal P, les points E, W, N et S sont les centres des volumes de contrôle adjacents, situés respectivement à l'Est, à l'Ouest, au Nord et au Sud du point P. Le volume de contrôle P est montré par les lignes discontinues, et ces faces sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction Y.

Etapes de résolution avec la méthode des volumes finis :

- Définir l'équation du phénomène.
- Discrétisation du domaine (subdivision du domaine en volumes élémentaires)
- Intégration de l'équation sur chaque volume de contrôle (théorème de Gauss)
- Traitement des conditions aux limites.
- Formation du système d'équation algébrique résultant et sa résolution.
- Présentation des résultats (comparaison avec la solution analytique ou à l'expérience).

➤ Avantages

- 1. Assure une discrétisation *conservative localement et globalement*
- Masse, moment et énergie conservés sous forme discrétisée
- Conservation globale : retrouvée lorsqu'on somme les équations sur toutes les CVs
- Somme des intégrales de surface = 0
- Locale/Globale conservation peut être obtenue avec DF mais naturelle/directe dans formulation VF.
- 2. Ne nécessite pas de transformation de coordonnées pour être appliqué sur des maillages irréguliers.

III.4. Méthodes de résolution itératives des systèmes algébriques [9] :

On utilise les méthodes itératives pour les matrices d'ordre élevé, comportant de nombreux éléments nuls (matrice creuse), qui font passer l'inconnue estimée $X(k)$ à une autre estimée $X(k+1)$, s'il y a convergence, la solution ne pouvait être atteinte qu'après un nombre d'itérations. Parmi ces méthodes, nous citons :

III.4. 1. La méthode de Jacobi :

Elle est basée sur la transformation du système $[A][X]=[B]$ en :

$$k_i^{k+1} = [b_i - \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j^k] / a_{ij}; \quad (i \neq j), = 1, \dots, n$$

(II.1)

On estime une valeur arbitraire initial X_1 pour ($K=0$), le calcul sera arrêté si $|x_i^{(k+1)} - x_i^k| < \varepsilon$

dans le cas d'une précision absolue et $\frac{|x_i^{(k+1)} - x_i^k|}{x_i^k} < \varepsilon$

, dans le cas d'une précision relative.

ε : Précision imposée par l'utilisateur.

III.4. 2 Méthode de Gauss Seidel :

La méthode de Gauss Seidel est une méthode itérative de résolution d'un système linéaire (de dimension finie) de la forme $Ax = b$, ce qui signifie qu'elle génère une suite qui converge vers une solution de cette équation, lorsque celle-ci en a une et lorsque des conditions de convergence sont satisfaites (par exemple lorsque A est symétrique définie positive).

L'algorithme suppose que la diagonale de A est formée d'éléments non nuls.

Le principe de cette méthode peut s'étendre à la résolution de systèmes d'équations non linéaires et à l'optimisation, mais avec des conditions d'efficacité moins claires. En optimisation, l'utilité de cette approche dépendra beaucoup de la structure du problème.

Elle consiste à transformer le système $[A][X] = [B]$ en :

$$k_i^{(k+1)} = k_i^{(k+1)} \frac{[b_i - \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} k_j^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^n a_{ij} x_j^k]}{a_{ii}}$$

Avec $i=1, \dots, n$

(II.2)

En donnant aux inconnues x_i^k des valeurs arbitraires initiales x_i^0 (pour $k=0$)

Le processus sera arrêté si:

$$|x_i^{(k+1)} - x_i^k| < \varepsilon \text{ dans le cas d'une précision absolue et } \frac{|x_i^{(k+1)} - x_i^k|}{x_i^k}$$

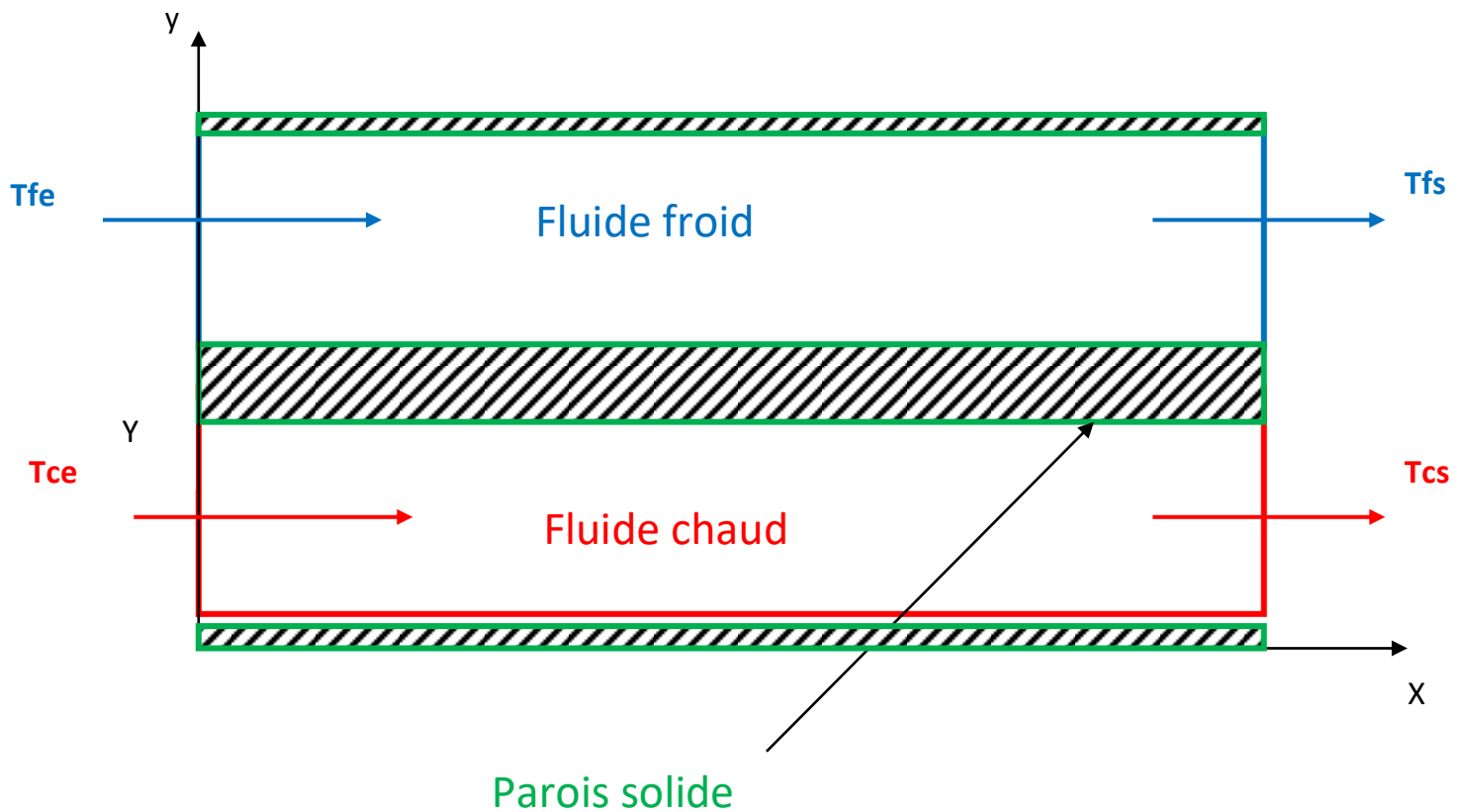
$< \varepsilon$ dans le cas d'une précision relative.

ε = Précision imposée par l'utilisateur.

III. 5. Modélisation mathématique de notre problème :

III.5.1 Equation de problème et géométrie:

L'application des principes généraux de la physique nous permet d'établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude (figure III.3).



(Figure III.2) : Schéma d'échangeur théorique étudiant.

Equation de continuité :

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (III.1)$$

Cette équation exprime la conservation de la masse.

Sous forme développée :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (III.2)$$

u, v et w sont les composantes de la vitesse respectivement suivant les directions x, y et z.
Donc :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (III.3)$$

Equation de mouvement (Navier –Stokes):

Suivant x :

$$\rho \left[\frac{du}{dt} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \Phi u \quad (III.4.a)$$

Suivant y :

$$\rho \left[\frac{dv}{dt} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \Phi v \quad (III.4.b)$$

Suivant z :

$$\rho \left[\frac{dw}{dt} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = - \frac{\partial p}{\partial z} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \Phi w \quad (III.4.c)$$

L'équation d'énergie :

L'équation d'énergie bidimensionnelle :

$$\rho c_p \left[\frac{dT}{dt} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \Phi T \quad (III.5)$$

Hypothèses simplificatrices:

- La configuration de l'écoulement est prise bidimensionnelle ($w=0$).
- L'écoulement est permanent (stationnaire) $\frac{d}{dt}=0$
- L'écoulement est incompressible ($\rho=cst$).
- Sans source (le reste) $\phi u = \phi v = \phi T = 0$
- Vitesse verticale $V = 0$
- Régime établi par rapport à le sens de l'écoulement ($\frac{du}{dx}=0$).

Donc les équations simplifiées régissant le phénomène d'écoulement seront comme suit:

III.5.2 Les équations fondamentales avec les 'hypothèses proposés :

a) Equation de mouvement (Navier –Stokes):

En tenant compte des hypothèses précédentes, l'équation (III.4) de mouvement se réduit à:

$$\rho \left[u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} \right) \quad (III.7)$$

Sous forme développée :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (III.8)$$

On a :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \Rightarrow \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} = \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (III.11)$$

Donc ;

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) = c_1, \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = c_1$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) = c_1, \int d \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) = \int c_1 dy$$

$$\int \frac{\partial u}{\partial y} = \int c_1 y + c_2 \quad (III.12)$$

$$\int du = \int c_1 y + c_2 \int dy$$

Donc :

$$u = \frac{c_1}{2} y^2 + C_2 y + C_3$$

On va mettre ;

$$y = 0$$

$$U_0 = U_{max} = \frac{C_1}{2}(0) + C_2(0) + C_3$$

On trouve ;

$$U_0 = U_{max} = \frac{3}{2}U_e = C_3 = \frac{3}{2}U_e \quad (III.14)$$

En posant ; $y = h$ dans (III.13) :

$$U_{(h)} = 0 = \frac{C_1}{2}(h)^2 + C_2(h) + \frac{3}{2}U_e$$

D'où :

$$\left[\frac{C_1}{2}h + C_2\right] = -\frac{3}{2h}U_e \quad (III.15)$$

Ensuite on met $y = -h$

$$U_{(-h)} = 0 = \frac{C_1}{2}(h^2) - C_2(h) + \frac{3}{2}U_e$$

On trouve :

$$\left[\frac{C_1}{2}h - C_2\right] = -\frac{3}{2h}U_e$$

On additionnant : (III.14)+(III.15)

$$2\frac{C_1}{2}h = 2\left(-\frac{3}{2h}U_e\right) \Rightarrow C_1 = -\frac{3}{h^2}U_e \quad (III.16)$$

$$\left[\frac{-\frac{3}{h^2}U_e}{2}h - C_2\right] = -\frac{3}{2h}U_e \Rightarrow C_2 = -\frac{3}{2h}U_e + \frac{3}{2h}U_e \quad (III.17)$$

$$C_2 = 0$$

Donc l'équation (III .13) devient ;

$$U_{(y)} = \frac{-3}{2}\left(\frac{y^2}{h^2}U_e\right) + \frac{3}{2h}U_e \Rightarrow U_{(y)} = \frac{3}{2}U_e \left[1 - \frac{y^2}{h^2}\right] \quad (III.19)$$

b) L'équation d'énergie:

$$\rho c_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} \right] = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (III.9)$$

On pose ; $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (III.10)$$

-L'équation d'énergie pour fluide chaud:

$$u_c \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_c \left(\frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_c}{\partial y^2} \right) \quad (III.10)$$

-L'équation d'énergie pour fluide froid:

$$u_f \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.10})$$

--L'équation d'énergie pour la paroi solide:

$$\left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (\text{III.10})$$

Les Condition aux limites :

$$(y = 0 \text{ et } y = h) \text{ et } 0 \leq x \leq L$$

- Paroi supérieur et inférieure
 $T = T_e ; U = v = 0$

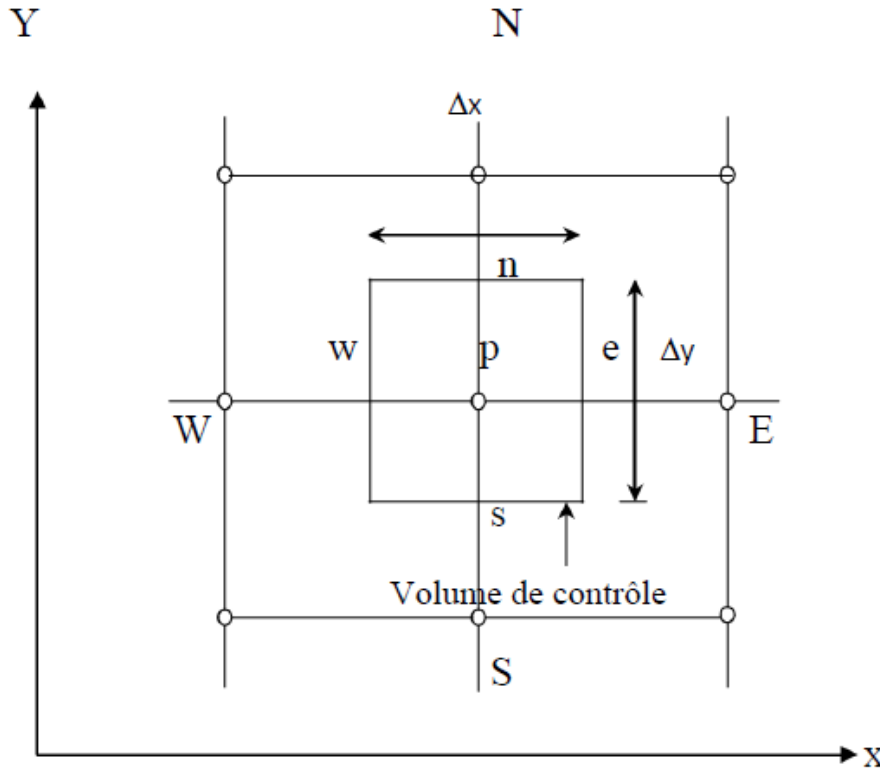
- $X = 0, 0 \leq y \leq H$
 $T = T_e ; U = U_e ; v = 0$

- $x = L, 0 \leq y \leq H$

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_L = 0 ; \text{ c - à - d } T_N = T_{N-1}$$

III. 6. Discrétisation des équations de base de la Méthode des volumes Finis :

Une partie d'un réseau de maillage bidimensionnel est montrée dans la figure (III-4). Pour le point P du réseau, les points E et W (dénotant l'East et le West) sont ses voisins suivant la direction de (x), alors que N et S (dénotant le North et le South) sont ses voisins suivant la direction de (y). Le volume de contrôle autour de P est limité par des lignes pointées.



(Figure III.3) : Volume de contrôle sur un domaine bidimensionnel

III. 6.1 Discrétisation de l'équation d'énergie pour les deux fluides :

On définit un domaine de calcul bidimensionnel, par un maillage constitué d'un réseau de points P ij . Autour de chaque point on définit un volume élémentaire, sur lequel on fait l'intégration de l'équation(III.10) . L'intégration de l'équation (III.10) sans terme source S, sur le volume de contrôle représenté sur la figure (III-3).

$$\int_v \left[U \frac{\partial T}{\partial x} \right] dv = \int_v \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dv \quad (III.20)$$

$$\Delta x \Delta y \Delta z = 1 ; dv = dx dy dz$$

$$\int_v = \int_w^e \int_s^n ;$$

$$\int_w^e \int_s^n \left(u \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy = \int_w^e \int_s^n \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) dx dy + \int_w^e \int_s^n \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dx dy \quad (III.21)$$

On met :

$$\text{L'équation(1): } \int_w^e \int_s^n \left(u \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy \quad (\text{III.21.1})$$

$$\text{L'équation(2): } \int_w^e \int_s^n \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) dx dy \quad (\text{III.21.2})$$

$$\text{L'équation(3): } \int_w^e \int_s^n \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dx dy \quad (\text{III.21.3})$$

Donc l'équation (1) :

$$\int_w^e \int_s^n \left(u \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy = u \int_w^e \int_s^n dx dy = u \int_w^e \left(\int_s^n dy \right) dT \quad (\text{III.22})$$

$$\Rightarrow u \int_s^n \int_w^e dT = u [y_n - y_s] [T|_w^e]$$

$$u \int_s^n \int_w^e dT = u [y_n - y_s] [T_e - T_w] \quad (\text{III.23})$$

$$u \int_s^n \int_w^e dT = u \Delta y [T_e - T_w]$$

On a :

$$T_w = \frac{T_p + T_w}{2}, T_e = \frac{T_p + T_e}{2}$$

$$u \int_s^n \int_w^e dT = \frac{u \Delta y}{2} [T_p + T_e] [T_p + T_w]$$

D'où :

$$u \int_s^n \int_w^e dT = \frac{u \Delta y}{2} [T_e - T_w]$$

$$\text{L'équation(2): } \int_w^e \int_s^n \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) dx dy$$

$$\Rightarrow \int_w^e \int_s^n \alpha \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy = \alpha \Delta y \int_w^e \partial \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

$$\alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dx} \Big|_w^e \right] = \alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dx} \Big|_e - \frac{dT}{dx} \Big|_w \right] \quad (\text{III.25})$$

On a :

$$\frac{dT}{dx} \Big|_e = \frac{T_e - T_p}{\Delta x} \quad ; \quad \frac{dT}{dx} \Big|_w = \frac{T_p - T_w}{\Delta x}$$

Donc :

$$\alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dx} \Big|_w^e \right] = \alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} [(T_e - T_p) - (T_p - T_w)]$$

$$\alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dx} \Big|_w^e \right] = \alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} [(T_e + T_w) - 2T_p] \quad (\text{III.26})$$

$$\text{L'équation(3): } \int_w^e \int_s^n \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dx dy$$

$$\int_w^e \int_s^n \alpha \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) dx dy = \alpha \Delta x \int_w^e \partial \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

$$\alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dy} \right]_s^n = \alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dy} \right]_n - \frac{dT}{dy} \Big|_s \quad (\text{III.27})$$

On a :

$$\frac{dT}{dy} \Big|_n = \frac{T_N - T_P}{\Delta y}; \quad \frac{dT}{dy} \Big|_s = \frac{T_P - T_S}{\Delta y}$$

$$\alpha \Delta y \left[\frac{dT}{dx} \right]_s^n = \alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} [T_N + T_S - 2T_P]$$

Donc l'équation (III.22) devient :

$$\frac{u \Delta y}{2} [T_E - T_W] = \alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} [T_E + T_W - 2T_P] + \alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} [T_N + T_S - 2T_P]$$

$$\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} [T_E + T_W - 2T_P] + \alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} [T_N + T_S - 2T_P] + \frac{u \Delta y}{2} [T_E + T_W] = 0$$

D'où :

$$T_P \left[-2\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - 2\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right] + T_E \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - \frac{u \Delta y}{2} \right] + T_W \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{u \Delta y}{2} \right] + T_N \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right] + T_S \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right] = 0 \quad (\text{III.29})$$

Avec :

$$a_E = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$a_W = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$a_N = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$a_S = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S$$

Et faire une simplification de l'équation (III.9) comme suivant :

$$T_P = (a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S) / a_P \quad (\text{III.10})$$

$$a_E = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$a_W = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$a_N = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$a_S = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S$$

-

- **Pour fluide chaud :**

$$T_{PC} = (a_{EC} T_{EC} + a_{WC} T_{WC} + a_{NC} T_{NC} + a_{SC} T_{SC}) / a_{PC}$$

$$- a_{EC} = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$- a_{WC} = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$- a_{NC} = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$- a_{SC} = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$- a_{PC} = a_{EC} + a_{WC} + a_{NC} + a_{SC}$$

- **Pour fluide froid :**

$$T_{PF} = (a_{EF} T_{EF} + a_{WF} T_{WF} + a_{NF} T_{NF} + a_{SF} T_{SF}) / a_{PF}$$

$$- a_{EF} = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$- a_{WF} = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$- a_{NF} = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$- a_{SF} = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$- a_{PF} = a_{EF} + a_{WF} + a_{NF} + a_{SF}$$

III. 6.2 Discrétisation de l'équation d'énergie pour la paroi solide :

On peut dire que la discrétisation de l'équation d'énergie par rapport la paroi solide c'est le même que l'énergie de fluide, mais cette fois-ci la vitesse est nul, donc on peut d'écrire directement la forme discrétisé suivant ;

$$T_{PS} = (a_{ES} T_{ES} + a_{WS} T_{WS} + a_{NS} T_{NS} + a_{SS} T_{SS}) / a_{PS}$$

$$- a_{ES} = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} - \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$- a_{WS} = \left[\alpha \frac{\Delta y}{\Delta x} + \frac{u \Delta y}{2} \right]$$

$$- a_{NS} = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$- a_{SS} = \left[\alpha \frac{\Delta x}{\Delta y} \right]$$

$$- a_{PS} = a_{ES} + a_{WS} + a_{NS} + a_{SS}$$

III. 6.3 Algorithme :

La Figure III.6 représente l'organigramme de notre programmation avec Matlab du problème proposé, toujours on utilise le type d'organigramme, puisque avec le logiciel on peut écrire notre code en Matlab avec toutes les données et les conditions aux limites.

On peut expliquer l'organigramme de la Figure III.6 ; comme suivant :

Etape 1 : écrire les donnée directement en programme Matlab (T_{ce} , T_{fe} , U_{ce} , U_{fe} ; H , L , Δx , Δy , ebs).

Etape 2 : il faut calculer l'équation analytique de la vitesse $U_{i,j}$ (pour les deux fluide).

Etape 3 : on doit calculer les coefficients de l'équation d'énergie discrétisée a_E , a_N , $a_{W,S}$ et a_p pour les fluides

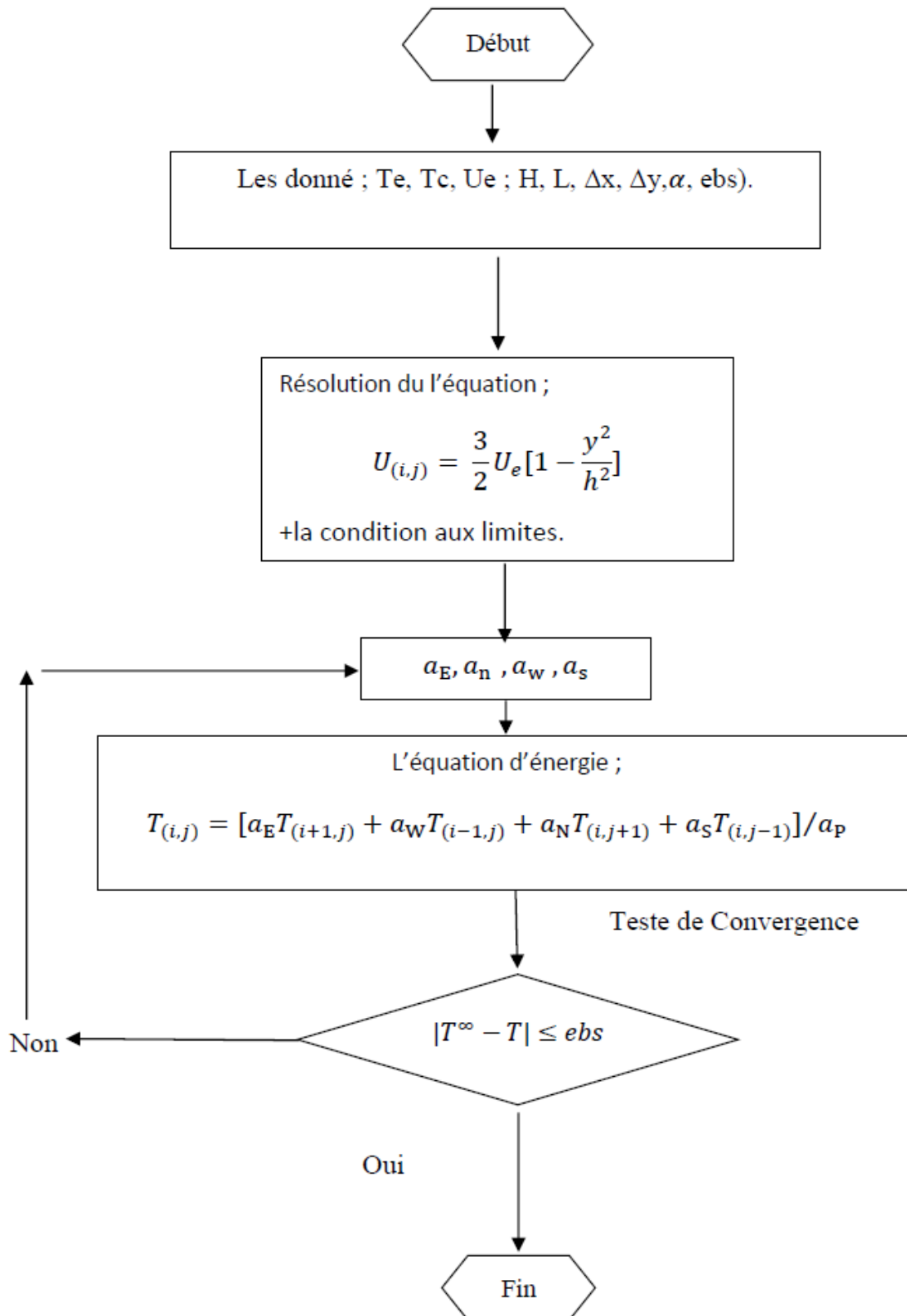
Etape 4 : Faire une boucle de l'itération.

- Calculer l'équation d'énergie (comme indique dans l'organigramme).

Etape 5 : il faut faire le test de la convergence $|T_{\infty} - T| \leq ebs$;

- Si le test réalisé donc on atteint les résultats.

- Si non, on retourne à l'étape 4.



(Figure III4.) : Organigramme de notre programme

Chapitre IV

Résultats et discussions

Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter différentes applications d'échangeurs coaxiaux traitées par notre modèle numérique et les différents résultats obtenus. Notre simulation numérique a été conçue sous environnement MATLAB. Pour faire la simulation des échangeurs thermiques co-courant, il a été important de simplifier les équations de Navier-Stokes (on choisit régime établi et stationnaire) , régissant le mouvement des fluides avec l'équation de chaleur (équation d'énergie), afin de déterminer la distributions de la température dans l'échangeur et d'étudier le comportement et le fonctionnement de celui-ci et par conséquent son rendement et son efficacité.

IV. 1.Simulation numérique pour des vitesses constantes :

Tout d'abord, nous avons commencé par étudier cet échangeur en régime stationnaire. Pour cela, à partir du débit massique connu et les dimensions des conduites, nous avons calculé les vitesses d'entrée des fluides:

-Vitesse d'entrée du fluide froid : $V_f=0.088 \text{ m/s}$.

-Vitesse d'entrée du fluide chaud : $V_c=0.044\text{m/s}$.

Concernant les températures d'entée pour les deux fluides, cette dernières ont été maintenues fixes et égales aux valeurs suivantes :

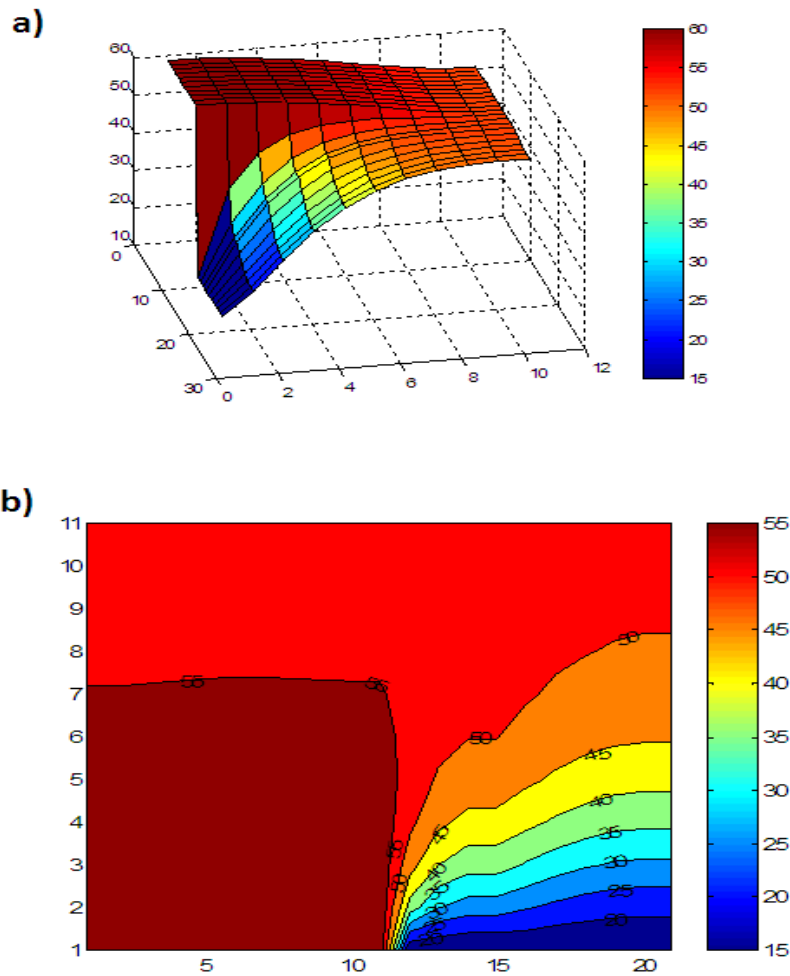
- $T_{ce} = 60^{\circ}\text{C}$ (Température d'entrée du fluide chaud).
- $T_{fe} = 20^{\circ}\text{C}$ (Température d'entrée du fluide froid)..

D'autre part, la figure (IV.1) montrant les répartitions de la température le long de l'échangeur coaxiaux, pour la fonctionnement co-courant, permettent de voir et d'analyser le transfert thermique du fluide chaud vers le fluide froid et les températures de sortie des deux fluides caloporteurs.

Dans le premier cas, fonctionnement Co-courant, nous pouvons bien remarquer le transfert thermique entre les deux fluides caloporteurs. L'allure est tout à fait prévisible et les deux fluides voient leur température se rapprocher d'une température limite T_{lim} . Ce résultat numérique est confirmé théoriquement puisque le flux thermique est toujours plus

élevé avec un fonctionnement à Co-courant. De plus, dans cette application, les débits de l'eau chaude et froide sont identiques (ou vitesse d'entrées).

En outre part, d'après nos calculs numériques (Tableau IV.1), l'efficacité de l'échangeur à Co-courant est acceptable. Ce résultat est aussi bien confirmé théoriquement.



(Figure IV.1) : Champ de température dans l'échangeur Co-courant.

IV. 2.Simulation numérique pour des différentes vitesses :

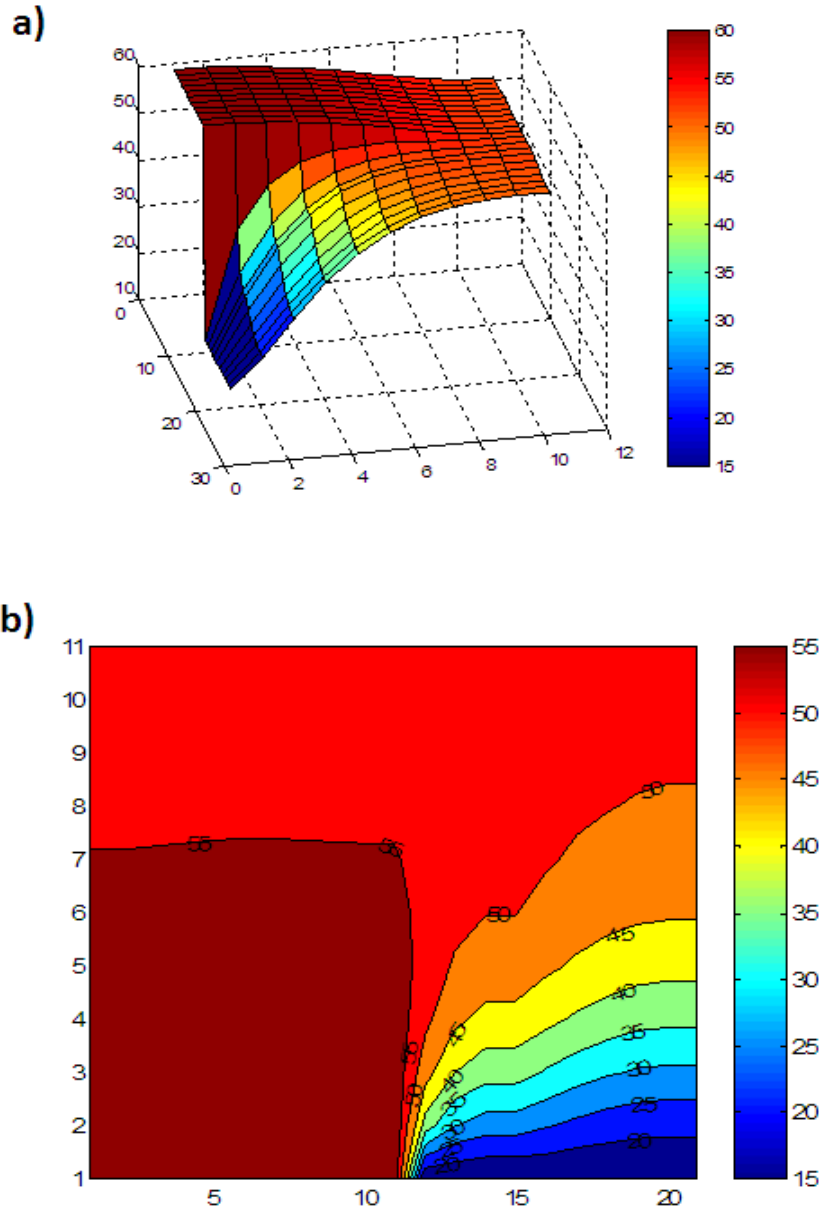
Dans un premier temps, nous avons commencé par analyser l'effet de vitesse des fluides sur la répartition de la température (le champ de température)

IV. 2.1. Première cas (vitesse de fluide chaud constant):

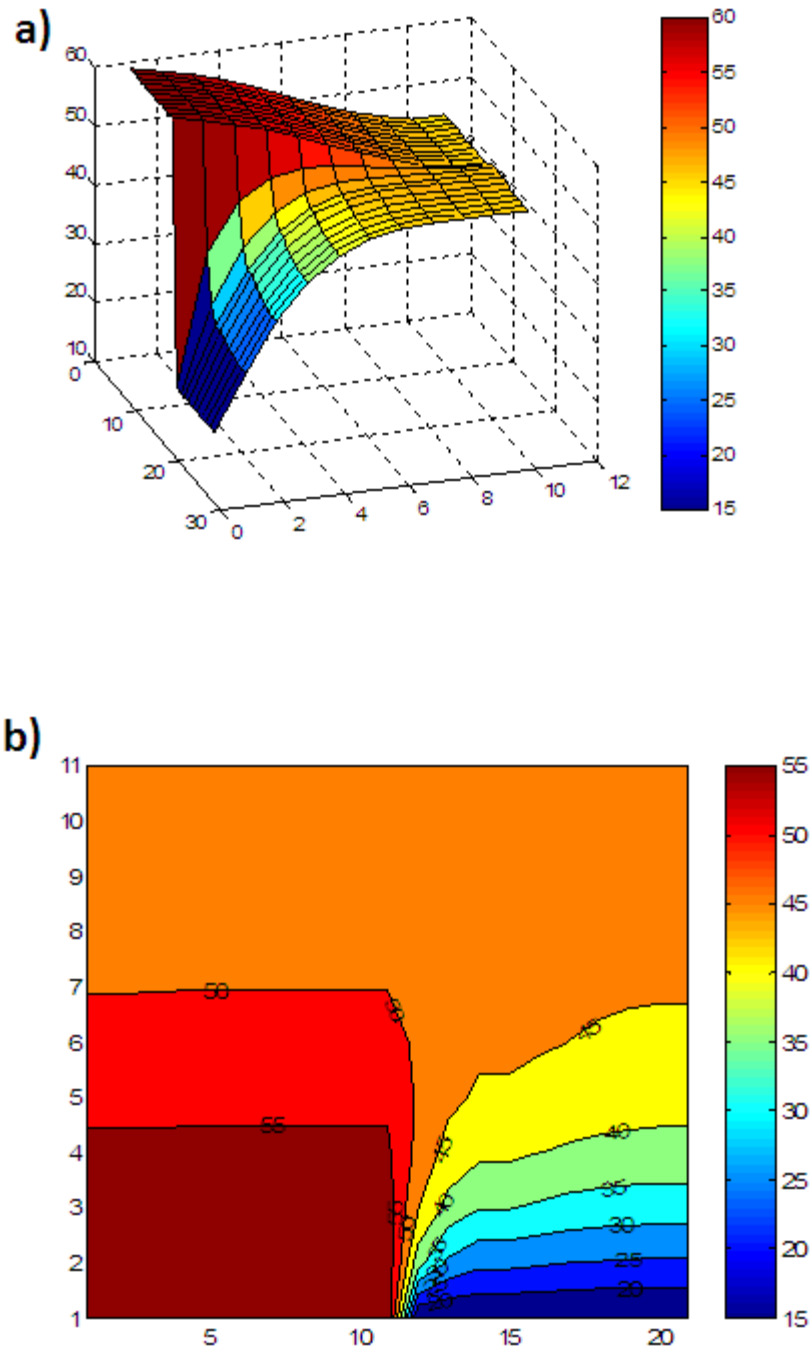
	Vitesse de fluide froid (m/s)	Vitesse de fluide chaud (m/s)
1 Cas	0.00055	0.044
2 Cas	0.0077	
3 Cas	0.088	

Tableau IV.1. Différentes valeurs de vitesses d'entrée de fluide froid

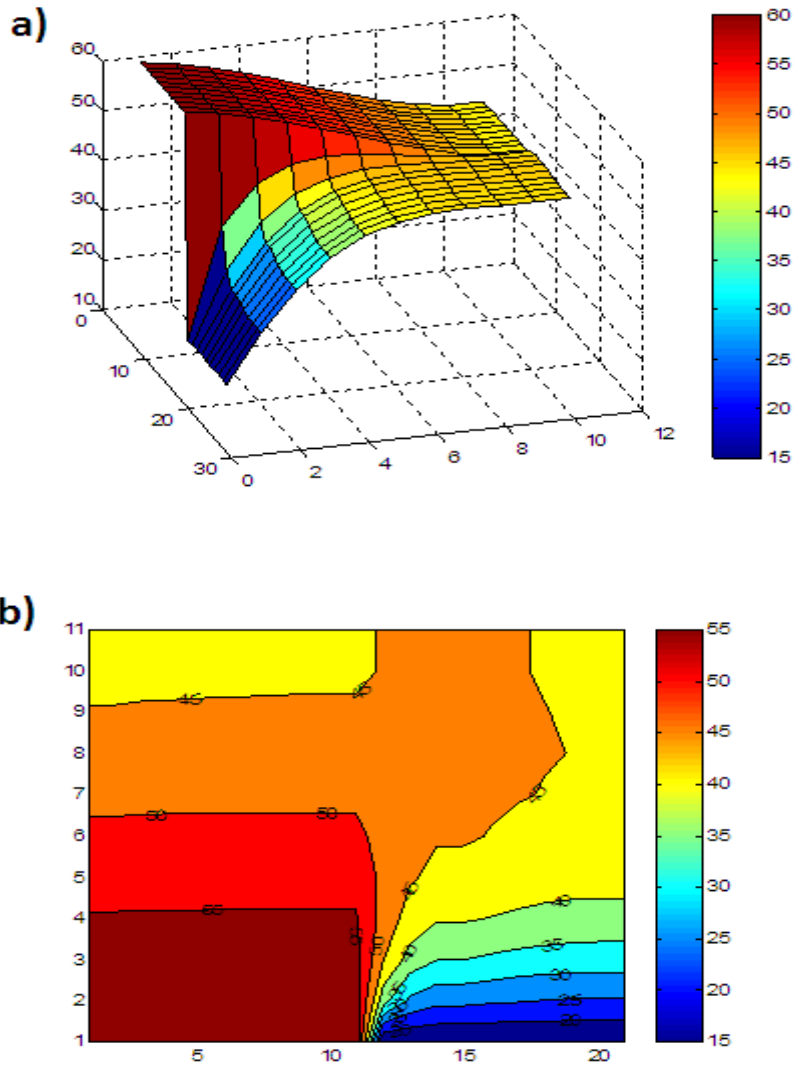
D'après les figures IV.2-4, nous remarquons que le transfert thermique du fluide chaud au fluide froid, dans le cas d'écoulement à Co-courant, est d'autant plus rapide que la vitesse des fluides froid est faible. Et aussi on peut dire que le résultat précédent se traduit par l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur avec la vitesse de fluide froid faible. Cela est théoriquement prévisible.



(Figure IV.2) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant ($V_{ce}=0.044\text{m/s}$ et $V_{fe}=0.00055\text{m/s}$).



(Figure IV.3) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant ($V_{ce}=0.044\text{m/s}$ et $V_{fe}=0.0077\text{m/s}$).



(Figure IV.4) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant ($V_{ce}=0.044\text{m/s}$ et $V_{fe}=0.088\text{m/s}$).

De plus, la température de sortie du fluide froid est exactement égale à la température d'entrée du fluide chaud et donc l'efficacité atteint la valeur maximale de l'unité 1 (Tableau IV.2). Cependant cela est purement théorique. Donc on trouve la meilleur efficacité ou la vitesse de fluide froid $V_{fe} = 0.00055 \text{ m/s}$.

	Vitesse de fluide froid (m/s)	Vitesse de fluide chaud (m/s)	L'efficacité η
1 Cas	0.00055	0.044	0.75
2 Cas	0.0077	0.044	0.625
3 Cas	0.088	0.044	0.575

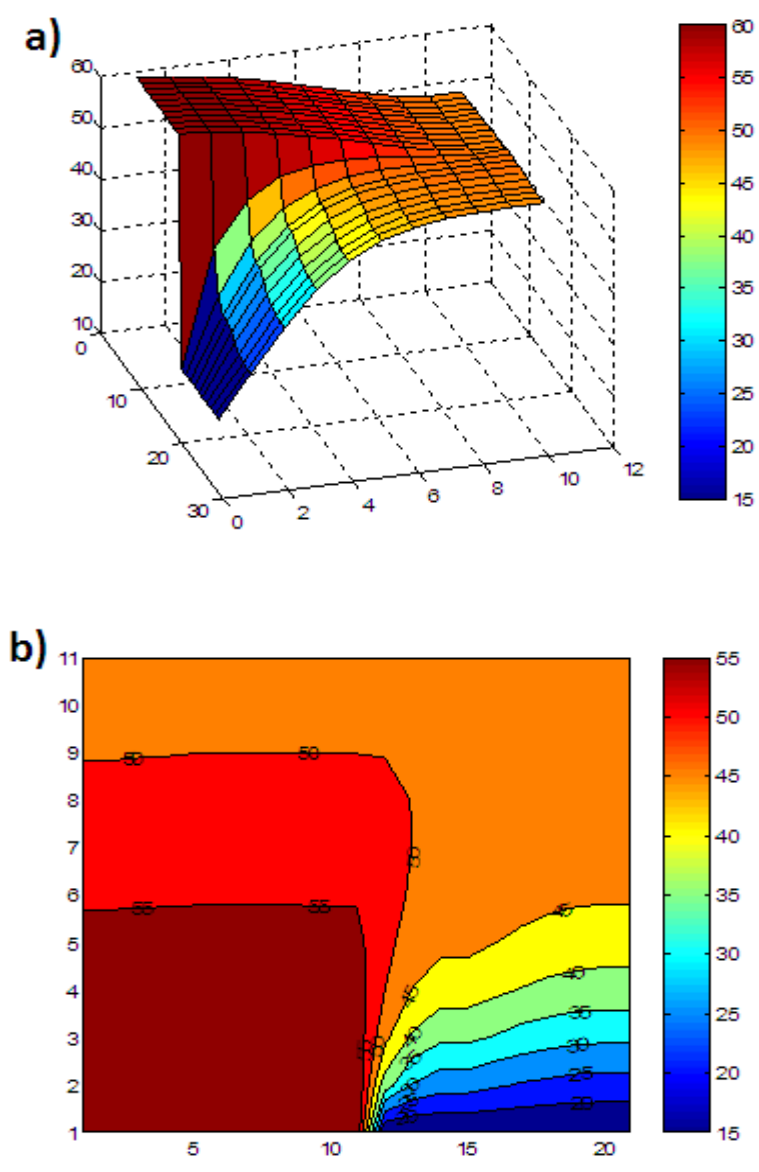
Tableau IV.2 L'efficacité de l'échangeur pour différentes valeurs de la vitesses d'écoulement froid

IV. 2.1. Deuxième cas (vitesse de fluide froid constant):

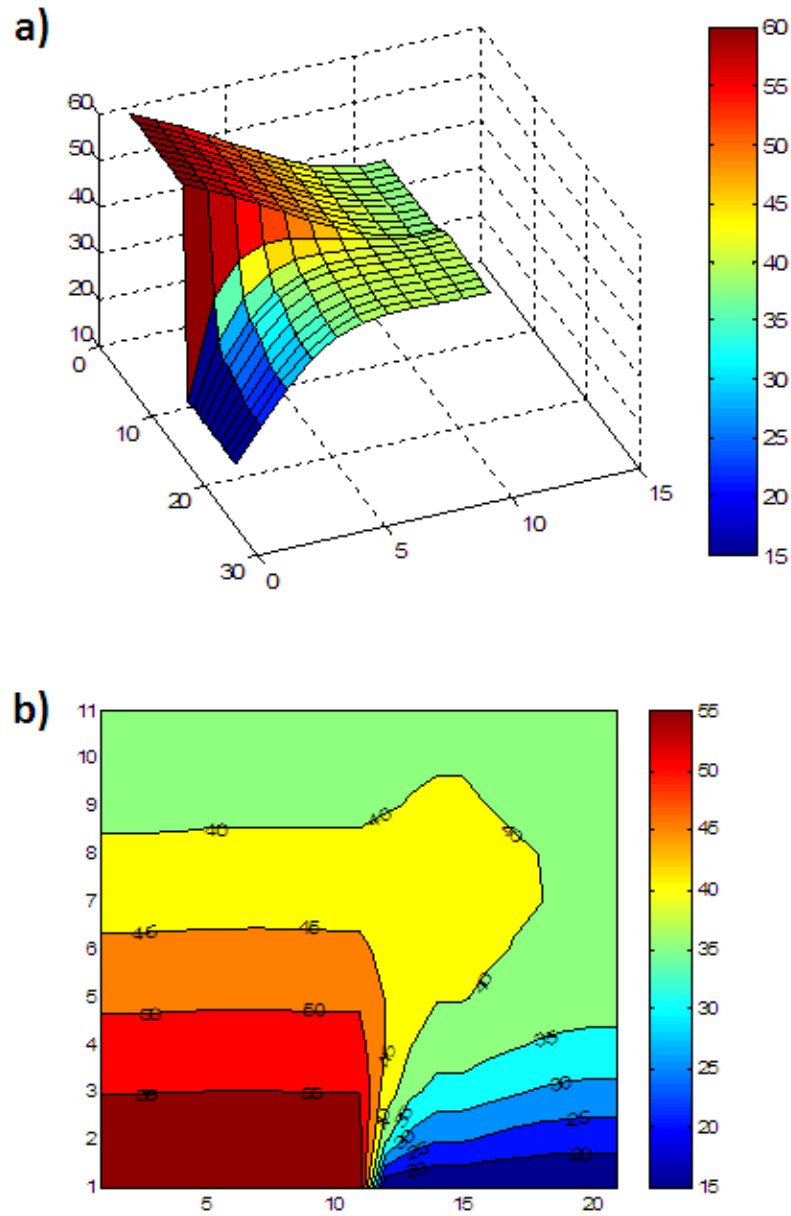
	Vitesse de fluide chaud (m/s)	Vitesse de fluide chaud (m/s)
1 Cas	0.0055	0.044
2 Cas	0.0077	
3 Cas	0.088	

Tableau IV.3. Différentes valeurs de vitesses d'entrée de fluide froid

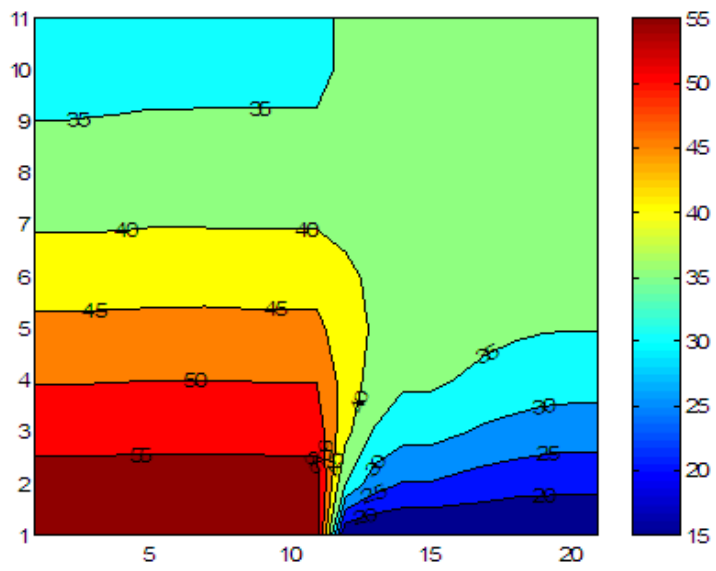
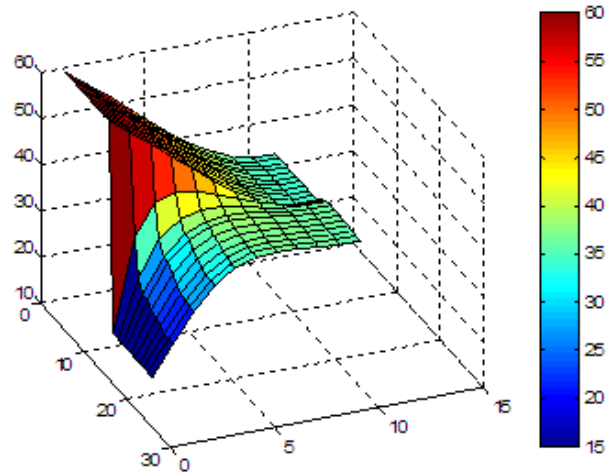
D'après les figures IV.5-7, nous remarquons aussi que le transfert thermique entre les deux fluides est bien visible, est plus rapide que la vitesse de fluide chaud est faible. Et aussi on peut dire que le résultat précédent se traduit par l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur avec la vitesse de fluide chaud faible. Cela est théoriquement prévisible.



(Figure IV.5) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant (et $V_{fe}=0.044\text{m/s}$ et $V_{ce}=0.00055\text{m/s}$).



(Figure IV.6) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant (et $V_{fe}=0.044\text{m/s}$ et $V_{ce}=0.0077\text{m/s}$).



(Figure IV.7) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant (et $V_{fe}=0.044\text{m/s}$ et $V_{ce}=0.088\text{m/s}$).

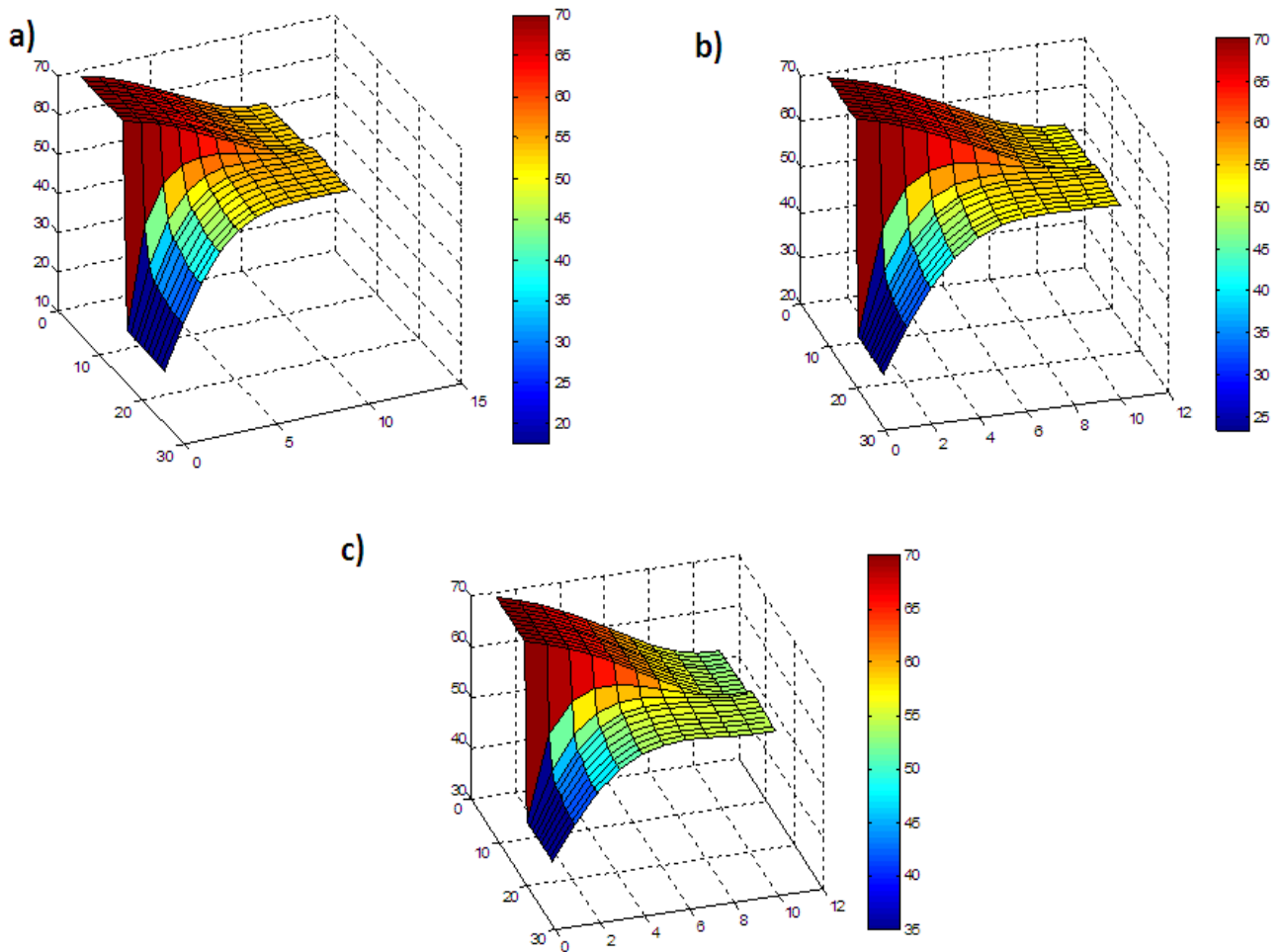
. Après notre résultats, on trouve la meilleur efficacité ou la vitesse de fluide chaud $V_{ce} = 0.00055 \text{ m/s}$.

	Vitesse de fluide chaud (m/s)	Vitesse de fluide froid (m/s)	L'efficacité η
1 Cas	0.00055	0.044	0.71
2 Cas	0.0077	0.044	0.4666
3 Cas	0.088	0.044	0.4

Tableau IV.4 L'efficacité de l'échangeur pour différentes valeurs des vitesses d'écoulement chaud

IV. 3.Simulation numérique pour différents température d'entrés :

La figure IV.8, présent le champ thermique dans un échangeur de chaleur coaxiale (co-courant), cette fois-ci avec des différentes températures de fluide froid (figure IV.8a pour $T_{fe}=T_{ce}/4$, figure IV.8b pour $T_{fe}=T_{ce}/3$ et figure IV.8c pour $T_{fe}=T_{ce}/2$).On constate que l'efficacité augmente avec la température d'entrée de fluide froide.



(Figure IV.8) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant, avec différentes température d'entrées.

IV. 4.Simulation numérique pour différents type des fluides:

Un autre paramètre à étudier correspond aux caractéristiques thermiques (viscosité dynamique, la densité, la conductivité thermique et la capacité calorifique) des fluides caloporteurs dans l'échangeur. Dans ce cas, nous avons utilisé trois autres échangeurs différents Eau/ Eau, Huile/ Huile et Ethanol /Ethanol (figure IV.9).

Avec :

Eau $\alpha = 1.53 \cdot 10^{-7}$

Huile $\alpha = 7.9 \cdot 10^{-8}$

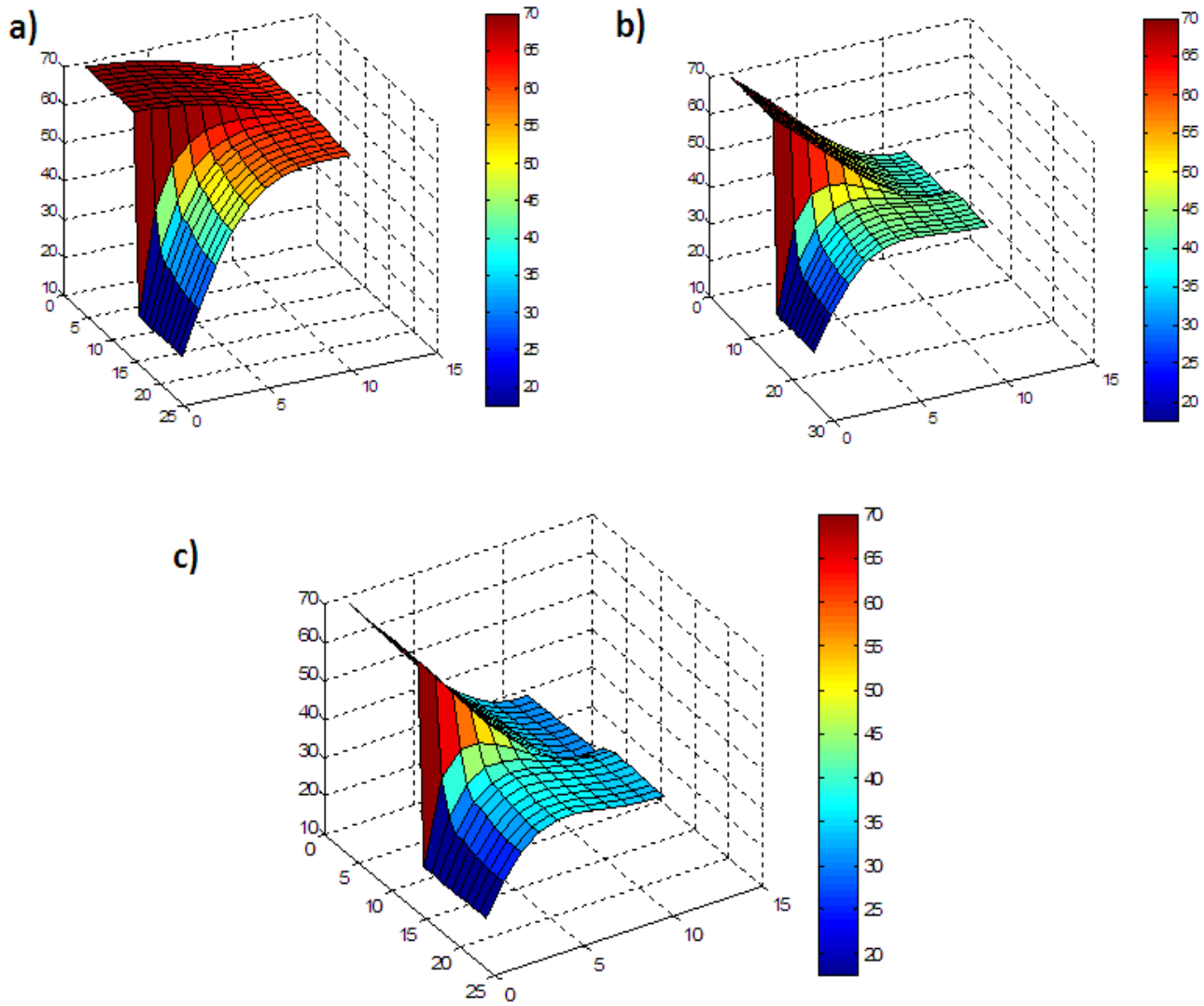
Ethanol $\alpha = 7 \cdot 10^{-8}$

Après nos résultats, on constate que l'échangeur de chaleur qui porte l'eau comme un fluide caloporteur dans deux phases chaud et froid, avoir la plus grande efficacité (Tableau IV.5).

	Vitesse de fluide chaud (m/s)	Vitesse de fluide froid (m/s)	L'efficacité η
Eau/ Eau	0.088	0.088	0.777
Huile/ Huile	0.088	0.088	0.80
Ethanol /Ethanol	0.088	0.088	0.888

Tableau IV.5 L'efficacité de l'échangeur pour différentes diffusivités

($\alpha = 1.53 \cdot 10^{-7}$, $\alpha = 7.9 \cdot 10^{-8}$ et $\alpha = 7 \cdot 10^{-8}$)



(Figure IV.9) : Champ thermique dans l'échangeur Co-courant, avec différentes diffusivités

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons développé un code avec MATLAB qui permet l'étude thermique des échangeurs de chaleur surtout échangeur coaxiaux. Cela est important pour comprendre du fonctionnement de cette machine thermique et l'étude des performances de ce dernier. Et aussi on peut dire que, ce code numérique utilisant un couplage entre les différents phénomènes mis en jeu, en l'occurrence le transfert thermique qui est lié directement avec l'écoulement des fluides caloporteurs, a été utilisé pour la simulation d'applications industrielles d'échangeurs les plus utilisés, les échangeurs tubulaires. Ces résultats de simulation sont en agrément avec ceux trouvés expérimentalement, disponibles dans les travaux scientifiques.

Conclusion

Conclusion :

Après la simulation nous avons trouvées les résultats suivants :

- L'allure de la température de deux fluide chaud et froid, est tout à fait prévisible et les deux fluides voient leur température se rapprocher d'une température limite T_{lim} .
- Et aussi on peut dire que le résultat précédent se traduit par l'augmentation de l'efficacité del'échangeur avec la vitesse de fluide froid faible ($V_{fe} = 0.00055 \text{ m/s}$).
- Et aussi on peut dire que le résultat précédent se traduit par l'augmentation de l'efficacité del'échangeur avec la vitesse de fluide chaud faible ($V_{ce} = 0.00055 \text{ m/s}$).
- On constate que l'efficacité augmente avec la température d'entrée de fluide froide.
- On constate que l'échangeur de chaleur qui porte l'eau comme un fluide caloporteur dans deux phases chaud et froid, avoir la plus grande efficacité.

Perspectives

Comme perspectives, nous pouvons proposer aux futurs travaux sur les échangeurs de chaleur coaxiaux (co-courant et contre-courant), d'améliorer encore plus notre modèle numérique, en omettant les hypothèses simplificatrices et donc en considérant d'autres cas plus compliqués, en l'occurrence le cas des fluides non-établis (Navier-stokes), les échangeurs avec des chicanes (expérimentation et simulation)

BIBLIOGRAPHIE

- [1] : André BONTEMPS, Échangeurs de chaleur, 10 janv. 2014.
- [2] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [3] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL 10 mai 1995
- [4]: Zoé MINVIELLE, Nadia CANEY, Patrice CLÉMENT, Philippe BANDELIER, Philippe MARTY, Jean Antoine GRUSS, Claude ROUSSEL 10 mai 1995
- [5] : : Y.JANNOT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal Effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip .measurement science and Technologie, vol.15, pp.1932-1938, 2004.
- [6] : M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur:échangeur tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002
- [7]: J. BLAZEK ET AL, « Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications » , ELSEVIER, First edition, 2001.
- [8] : DJADEL, Karim «Anisotropie Laplacien Navier-Stokes, Équations de Singularités Volumes finis, Méthodes de Équations différentielles elliptiques » thèse, Lille 1, 2005
- [9] : SD. Pastre, Méthodes numérique 2001/2002, Université René Descarte ,France.