



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Université Laarbi Tébessi

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie mécanique

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du Diplôme de Master
Option : Energétique

Thème

**Production de la chaleur à des températures
variées par les échangeurs tubulaires coaxiaux**

Présenté par :

Salah Eddine REBHI

Encadré par :

Dr. Tahar RAHMANE

Devant le Jury

Dr. Rabah AGGOUN

M.C.B Président

Université Laarbi Tébessi-Tébessa

Dr. Tahar RAHMANE

M.C.B Rapporteur

Université Laarbi Tébessi-Tébessa

Dr. Abdelkrim BOUAFFANE

M.A.A Examineur

Université Laarbi Tébessi-Tébessa

Année universitaire : 2019 - 2020

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

لَقَالَ يَاقَوْمِ اَرْعَيْتُمْ اِنْ كُنْتُمْ عَلٰى بَيِّنَةٍ مِّنْ رَبِّي
وَرَزَقْتَنِيْ مِنْهُ رِزْقًا حَسَنًا وَمَا اُرِيْدُ اَنْ اُخَالِفْكُمْ اِلٰى مَا
اَنْهَيْتُمْ عَنْهُ اِنْ اُرِيْدُ اِلَّا الْاِصْلَاحَ مَا اَسْتَطَعْتُ وَمَا
تَوْفِيْقِيْ اِلَّا بِاللّٰهِ عَلَيْهِ تَوَكَّلْتُ وَاِلَيْهِ اُنِيْبُ ۝۸۸

[سورة هود]

DEDICACE

Je dédie ce modeste travaille à :

*Ma très chère mère qui pense à moi toujours
Dans ma présence et mon absence, et à mon
Cher père qui m'a donné force pour continuer
Mes études, Mes très chers frères
Ahmed et feres, toute ma famille
A tous mes amis et collègues sous Exception
Et bien sur ma femme Taboubi*

Salah Eddine REBH

Remerciement

Je remercie en premier le dieu qui m'a donné la puissance de réaliser ce travail.

Mes plus profonds remerciements vont à mes parents qui m'ont réalisé les conditions nécessaires pour réussir.

Je tiens à remercier vivement et chaleureusement mon encadreur

Le docteur RAHCMANE Tahar

De ses précieux conseils, à la réalisation de ce mémoire.

Je tiens, aussi, à remercier également tous mes professeurs qui ont contribué à ma formation.

LISTE DES MATIERES

Table des matières

Dédicace.....	i
Remerciements.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux.....	viii
Résumé.....	ix

Chapitre I : Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

I.1. Introduction.....	01
I.2. Mode de transfert de chaleur.....	01
I.3. Transfert de chaleur par Conduction.....	02
I.3.1. Loi de Fourier.....	02
I.3.2. Equation générale de la conduction (loi de Fourier-Kirchhoff).....	04
I.3.3. conduction en régime permanent.....	04
I.3.3.a. Mur plan.....	04
I.3.3.a.1. Analogie électrique.....	06
I.3.3.b. Mur multi-couches.....	06
I.3.3.c. Cylindre sans source de chaleur.....	07
I.3.3.d. Sphère sans source de chaleur.....	09
I.4. Rayonnement.....	11
I.4.1. Échange de chaleur par rayonnement entre surfaces rayonnantes.....	11

Chapitre II : Transfert de chaleur par Convection

II.1. Convection.....	12
II.2.Écoulement laminaire et turbulent.....	14
II.2.1. Laminaire.....	15
II.2.2. Turbulent.....	15
II.3. LES NOMBRES SANS DIMENSION.....	15
II.3.1. Nombre de REYNOLDS.....	15
II.3.2. Nombre de PRANTL.....	15
II.3.3. Nombre de NUSSELT.....	15
II.3.4. Nombre de GRASHOF.....	16
II.4. Le Coefficient d'échange.....	16

LISTE DES MATIERES

II.4.1. Valeurs de h.....	16
II.4.1.a. soit on calcule.....	16
II.4.1.a.1. Convection Forcée.....	16
II.4.1.a.1.1. pour l'écoulement interne.....	16
II.4.1.a.1.2. écoulement sur une plaque plane.....	17
II.4.1.a.1.3. Ecoulement en conduit annulaire.....	17
II.4.1.a.1.4. Convection Forcée externe.....	18
II.4.1.a.2. Convection Naturelle.....	18
II.4.1.b. soit expérimentalement.....	18

Chapitre III : Échangeur de chaleur

III.1. Échangeur de chaleur.....	20
III.2. Classification des échangeurs de chaleur.....	20
III.3. Principe général de fonctionnement.....	22
III.4. Les Principaux modes d'écoulement des deux fluides.....	23
III.4.1. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens.....	23
III.4.2. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires.....	23
III.4.3. Ecoulement des deux fluides croisés.....	23
III.5. Distribution des températures.....	24
III.6. Les type des échangeurs de chaleur.....	24
III.6.1. Les échangeurs tubulaires.....	24
III.6.1.a. Echangeur monotube.....	25
III.6.1.b. Echangeur coaxial.....	25
III.6.1.c. Echangeur à double tube coaxiaux (EDTC).....	25
III.6.1.d. Echangeurs à triple tube coaxiaux (ETTC).....	26
III.6.1.e. Échangeur multitubulaire.....	26
III.6.1.e.1. Échangeur a tube sépare.....	26
III.6.1.e.2. Echangeurs à tubes rapprochés.....	27
III.6.1.e.3. Echangeur à tube à calandre.....	27
III.6.2. Les échangeurs à plaques.....	28
III.6.2.a. Échangeurs à surface primaire.....	28
III.6.2.b. Échangeurs à plaques et a joints.....	28
III.6.2.c. Échangeur à plaques tout soudé.....	29
III.7. Échangeurs frigorifiques	30
III.7.1. Condenseur.....	30

LISTE DES MATIERES

III.7.2. Évaporateur.....	31
III.8. Expression du flux échangé.....	32

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

IV.1. Introduction.....	33
IV.1.1. Les hypothèses.....	33
IV.2. Principe de calcul des échangeurs de chaleur.....	33
IV.2.1. Méthodes DTLM.....	33
IV.3. Principe de fonctionnement du système.....	35
IV.3.1. Échangeurs de chaleur à deux tubes coaxiaux.....	36
IV.3.1.a. Étude théorique.....	36
IV.3.1.a.1. Écoulement parallèle de deux fluides.....	36
IV.3.1.a.2. Écoulement à contre-courant.....	39
IV.4. Échangeurs de chaleurs tubulaires coaxiales constituées de plus de deux tubes.....	42
IV.5. Applications.....	42
IV.5.1. Développement en série de Taylor et de Mc-Laurin des fonctions.....	43
IV.5.2. Échangeurs de chaleur tubulaire coaxiale à trois tubes.....	43
IV.6. résultats numériques.....	45
IV.6.1. validation de l'approche numérique.....	45
IV.6.1.1. Calcul des coefficients d'échange de chaleur.....	46
IV.6.2. Production de la chaleur à trois températures différentes à l'aide d'un échangeur de chaleur tubulaires de trois tubes coaxiaux.....	49
IV.6.2.1. Simulation numérique.....	53
IV.6.2.1.a. Géométrie.....	53
IV.6.2.1.b. Maillage.....	54
IV.6.2.1.c. Fluent.....	55
IV.7. Conclusion.....	59

LISTE DES FIGURES

Liste des figures

Figure I.3.3.a : Mur plan.....	04
Figure I.3.3.b : Mur multi-couches.....	06
Figure I.3.3.c : Volume de commande différentielle, pour l'analyse de conduction dans des coordonnées de Cylindrique.....	07
Figure I.3.3.c : Cylindre creux.....	08
Figure I.3.3.c : Volume de contrôle différentiel, pour l'analyse de conduction dans les coordonnées sphériques.....	09
Figure I.: La variation de la conductivité thermique de divers solides, liquides et gaz en fonction de la température.....	10
Figure I.4: Échange de radiations : (a) à une surface et (b) entre une surface et un vaste environnement.....	11
Figure II.1.a : Couche limite en convection forcée.....	13
Figure II.1.b: Couche limite en convection naturelle.....	14
Figure II.4.1.a.1.3 : Représentation de conduit annulaire.....	17
Figure III.2 : Classification de l'échangeur de chaleur.....	22
Figure III.4: Différent modes de circulation.....	23
Figure III.5: Distribution des températures.....	24
Figure III.6.1.a: Échangeur monotube en serpentins.....	25
Figure III.6.1.b: Échangeur coaxial.....	25
Figure III.6.1.c: Echangeur à double tube coaxiaux.....	25
Figure III.6.1.d: Échangeur à triple tube.....	26
Figure III.6.1.e.1: Échangeur à tubes séparés.....	27
Figure III.6.1.e.2: Échangeur à tubes rapprochés.....	27
Figure III.6.1.e.3: Echangeur à tube à calandre.....	27
Figure III.6.2.a: Échangeurs à surface primaire.....	28
Figure III.6.2: Echangeurs à plaques et a joints.....	29
Figure III.6.2.c: Échangeur à plaques tout soudé.....	30
Figure III.7.1: condenseur.....	31
Figure III.7.2: évaporateur.....	32
Figure IV.2.1: Échangeur de chaleur à contre-courant et à courant parallèle.....	34
Figure IV.3 Échangeur de chaleur à plus de deux tubes coaxiaux.....	36
Figure IV.3.1.a.1: Écoulement en parallèle de deux fluides.....	37
Figure IV.3.1.a.2: Écoulement à contre-courant.....	39
Figure IV.3.1.a.2.2: (A) condenseur (B) évaporateur.....	41
Figure IV.5.2: échangeur de chaleur a trois tubes coaxiaux.....	44
Figure IV.6.7: Évolution des températures des fluides le long de l'échangeur.....	50

LISTE DES FIGURES

Figure IV.6.8: Évolution des températures des fluides le long de l'échangeur.....	51
Figure IV.6.9: Évolution des températures dès l'air le long de l'échangeur.....	52
Figure IV.6.2.1.a : Conception d'un échangeur de chaleur de trois tubes coaxiaux	53
Figures IV.6.2.1.a : Crée le booléen pour l'échangeur de chaleur.....	54
Figure IV.6.2.1.b : maillage structuré à la Surface latérale.....	54
Figure IV.6.2.1.b : Maillage non structuré à la face avant de l'échangeur de chaleur.....	55
Figure IV.6.2.1.c : Sélectionnez le fluide qui travers chaque tube.....	55
Figure IV.6.2.1.c : (A, B, C, D) sont des conditions aux limites.....	57
Figure IV.6.2.1.c : Tracé des courbes des résidus.....	58
Figure IV.6.2.1.c : représentation tridimensionnel de l'échangeur de chaleur.....	58
Figure IV.6.2.1.c : représentation de trois sections de l'échangeur de chaleur.....	59

LISTE DES TABLEAUX

Liste des tableaux

Tableau I : Ordre de grandeur de la Conductivité thermique à température ambiante (20°C).....	22
Tableau II.4.1.b: Convection (libre/forcée) de (air/eau).....	19
Tableau IV.6.1: pour le pas $dx=0.02$ (première approche).....	46
Tableau IV.6.2: pour le pas $dx=0.01$ (première approche).....	47
Tableau IV.6.3: pour le pas $dx=0.005$ (première approche).....	47
Tableau IV.6.4: pour le pas $dx=0.02$ (deuxième approche).....	48
Tableau IV.6.5: pour le pas $dx=0.01$ (deuxième approche).....	48
Tableau IV.6.6: pour le pas $dx=0.005$ (deuxième approche).....	49
Tableau IV.6.7: pour le pas $dx=0.005$ et trois fluides (air – eau et eau).....	50
Tableau IV.6.8: pour le pas $dx=0.005$ et trois fluides (air – eau et eau).....	51
Tableau IV.6.9 : pour le pas $dx=0.005$ avec la deuxième approche pour trois fluides (air – air et air).....	52

ملخص:

لقد تبين في هذا العمل أنه من الممكن استغلال الحرارة الضائعة لإنتاج الحرارة في درجات حرارة مختلفة بواسطة نفس النظام (مبادل حراري متعدد الأنابيب) وهذا لتغطية الاحتياجات المختلفة في الاستخدام مثل التدفئة والتجفيف وغيرها.

وكانت الخطوة الأولى هي إنشاء معادلات توازن الطاقة الحرارية لتبادل الحرارة وحلها باستخدام نهجين رقميين. النهج الأول بسيط وسهل الاستخدام، أما النهج الثاني فهو أكثر تفصيلاً نسبياً. يتم التحقق من الحساب الرقمي أولاً بواسطة النظرية الخاصة بالمبادل الحراري لأنبوبين متحدة المحور وبيانات النتائج عالية الجودة.

بعد التحقق من صحة النموذج الرقمي مقارنة بالنظرية، يتم تطبيقه مرة على تسخين تدفقين من الماء بواسطة الهواء الساخن ومرة أخرى على تسخين تدفقين من الهواء بواسطة نفس الهواء الساخن الذي هو الحرارة الضائعة. ومن هذه الأخيرة، تبين أن كل من الهواء المسخن والذي نريد تسخينه تخرج في درجات حرارة عالية ومن ثم يمكن إنتاج الحرارة في أكثر من ثلاث درجات حرارة مختلفة (إمكانية استخدام مبادل حراري مع أكثر من ثلاثة أنابيب متحدة المحور).

Abstract

In this work it has been shown that it is possible to upgrade a thermal discharge to produce heat at various temperatures by the same system (multitubular heat exchanger) to cover the different needs of the use such as heating, drying and other.

The first step was the establishment of energy balance equations for heat exchange and proposed their solutions using two numerical approaches. The first approach is simple and easy to use, the second is relatively more elaborate. The numerical calculation is first validated against the theory for the case of a heat exchanger of two coaxial tubes and the high quality result data.

After validation of the model compared to the theory it is applied once to the heating of two water flows by the hot air and once to the heating of two air flows by the same hot air which is a thermal discharge. In the second case it was found that the heated and heating fluids come out at high temperatures and subsequently it is possible to produce heat at more than three different temperatures (possibility of using a heat exchanger with more than three coaxial tubes).

Résumé

Dans ce travail on a montré la possibilité de revaloriser un rejet thermique pour produire la chaleur à des températures variées par un même système (échangeur de chaleur multitubulaires) pour couvrir les différents besoins de l'utilisation comme le chauffage, le séchage et autre.

On a commencé par l'établissement des équations de bilan énergétique de l'échange de la chaleur et proposé leurs solutions par deux approches numériques. La première approche est simple et facile à utiliser, la deuxième est relativement plus élaborée. Le calcul numérique est d'abord validé par rapport à la théorie pour le cas d'un échangeur de chaleur de deux tubes coaxiaux et la donnée des résultats de grande qualité.

Après la validation du modèle par rapport la théorie il est appliqué une fois à l'échauffement de deux débits d'eau par l'air chaud et une autre fois à l'échauffement de deux débits d'air par le même air chaud qui est un rejet thermique. Dans le deuxième cas il s'est avéré que les fluides chauffé et chauffant sortent à des températures élevées et par la suite il est possible de produire de la chaleur à plus de trois températures différentes (possibilité d'utilisation d'un échangeur de chaleur de plus de trois tubes coaxiaux).

CHAPITRE I :

Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

I.1. Introduction :

La définition de « chaleur » est fournie par la thermodynamique classique. Elle est définie comme une énergie qui débits en raison d'une différence de température. Il circule dans une direction de température supérieure à inférieure.

Cette énergie ne peut ni être observée ni être mesurée directement. Cependant, les effets produits par le transfert de cette énergie sont aptes à des observations et des mesures [1], La chaleur est essentiellement transportée ou « déplacée » par un gradient de température [5]. Le transfert de chaleur est une science fondamentale qui traite du taux de transfert de l'énergie thermique [2]. Le transfert de chaleur est la science qui cherche à prédire le transfert d'énergie qui peut avoir lieu entre les corps du matériau en raison d'une différence de température [3]. La chaleur correspond à l'agitation des atomes d'un corps : plus un corps est chaud, plus ses atomes vibrent et dégagent de la chaleur.

Un corps même à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ contient de la chaleur, mais à 0 K , soit $-273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$, les atomes ne vibrent plus, il n'y a plus d'énergie [4]. La compréhension de ce processus et de ses différents mécanismes vous oblige à associer les principes de la thermodynamique et de l'écoulement des fluides à ceux du transfert de chaleur. Ce dernier a son propre ensemble de concepts et de définitions, et les principes de base parmi ceux-ci sont introduits, avec leurs descriptions mathématiques et quelques applications d'ingénierie typiques [5].

I.2. Mode de transfert de chaleur :

La chaleur peut être transférée dans trois modes différents : conduction, rayonnement, et convection. Mais, proprement dit, seul la conduction et le rayonnement doivent être classés en tant que processus de transfert de chaleur. Parce que ces deux mécanismes dépendent uniquement de l'existence d'une différence de température. L'autre mode qui est la convection n'est pas tout à fait compatible avec la définition du transfert de chaleur, parce que son opération dépend aussi du transport mécanique de masse. Mais parce que la convection assure aussi la transmission d'énergie d'une zone à température élevée vers une autre à faible température.

Dans ce qui suit, nous donnons une brève description de chaque mode.

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

I.3. Transfert de chaleur par Conduction :

La conduction est le transfert d'énergie des particules plus énergétiques d'une substance aux particules adjacentes moins énergétiques en raison des interactions entre les particules [2]. Dans un même corps (solide, liquide ou gazeux). Résulte de « chocs » à l'échelle moléculaire et atomique. Elle va donc être très liée à la structure et à l'organisation du matériau [6], Quand un gradient de température existe dans un corps, l'expérience a montré qu'il y a un transfert d'énergie de la région à haute température à la région à basse température. Nous disons que l'énergie est transférée par conduction et que le taux de transfert de chaleur par unité de surface est proportionnel au gradient de température normal [3].

I.3.1. Loi de Fourier :

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température [7].

Suivant la loi de Fourier :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{W/m}^2)$$

Ou sous forme algébrique :

$$\Phi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{W})$$

$\vec{\varphi}$: Densité du flux de chaleur transmis par conduction ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$).

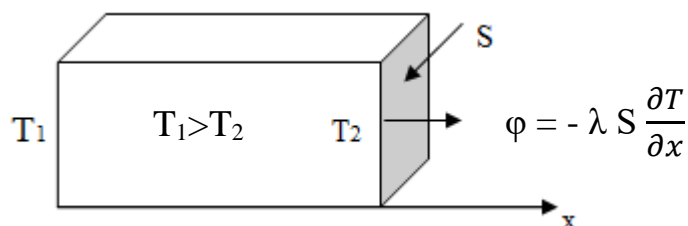
Φ : Flux de chaleur transmis par conduction dans la direction x (W).

λ : conductivité thermique du milieu ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

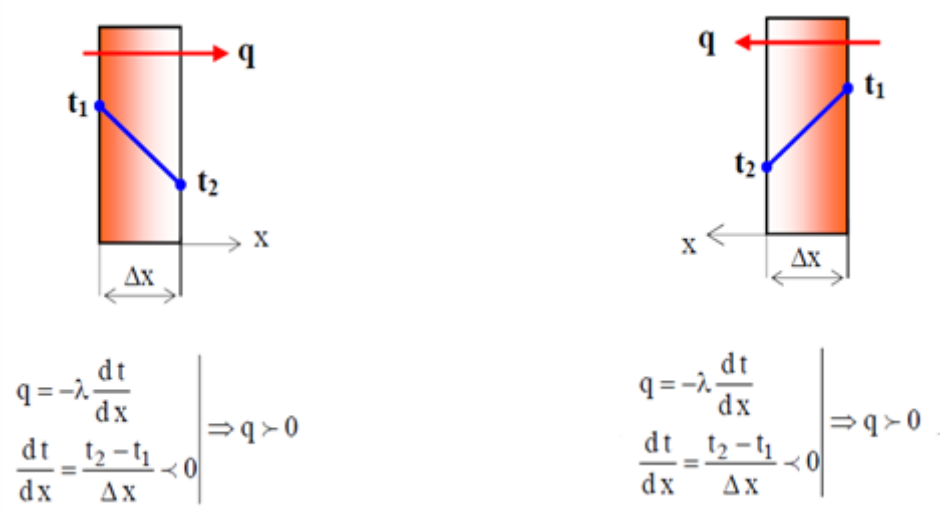
T : Champ de température (K).

(-) : le signe moins est inséré de façon à satisfaire au deuxième principe de thermodynamique, c'est-à-dire que la chaleur doit s'écouler vers le bas sur l'échelle de température.



Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

Les figures suivantes montrent bien le rôle du signe moins de la loi de Fourier :



La figure ci-dessous, nous donne : Le bilan de transfert de chaleur par conduction avec source ou puits de chaleur

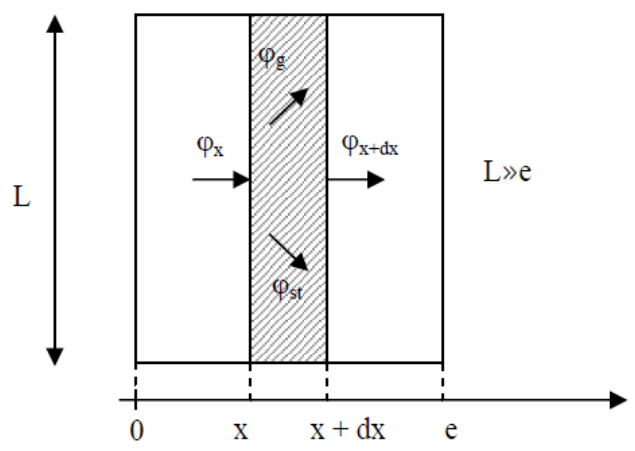
$$\varphi_x + \varphi_g = \varphi_{x+dx} + \varphi_{st}$$

Avec :

$$\varphi_x = -\left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x}\right)_x$$

$$\varphi_g \text{ (produite ou absorbée)} = \dot{q} \cdot S \cdot dx$$

$$\varphi_{x+dx} = -\left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x+dx}$$



$$\varphi_{st} \text{ (flux de chaleur stocké sous forme de chaleur sensible)} = \rho c S dx \frac{\partial T}{\partial t}$$

Et comme ce qui entre comme énergie et ce qui se produit est égale à ce qui sort plus ce qui est stocké, on obtient :

$$\frac{(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x})_{x+dx} - (\lambda S \frac{\partial T}{\partial x})_x}{dx} + \dot{q} S = \rho c S \frac{\partial T}{\partial t}$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

Soit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{q} S = \rho c S \frac{\partial T}{\partial t}$$

I.3.2. Equation générale de la conduction (loi de Fourier-Kirchhoff) :

$$\text{div}(\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T) \pm q_v = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

Avec $+q_v$ quand il y a une source de chaleur et $-q_v$ quand c'est un puits de chaleur

Si λ est constante, nous obtenons l'équation:

$$\nabla^2 T = a \frac{\partial T}{\partial t} \text{ (Loi de poisson)}$$

$a = \frac{\lambda}{\rho c}$ (appelé la diffusivité thermique).

Dans le cas du régime permanent, l'équation précédente devient :

$$\nabla^2 T = 0 \text{ (Loi de Laplace)}$$

I.3.3. conduction en régime permanent :

I.3.3.a. Mur plan :

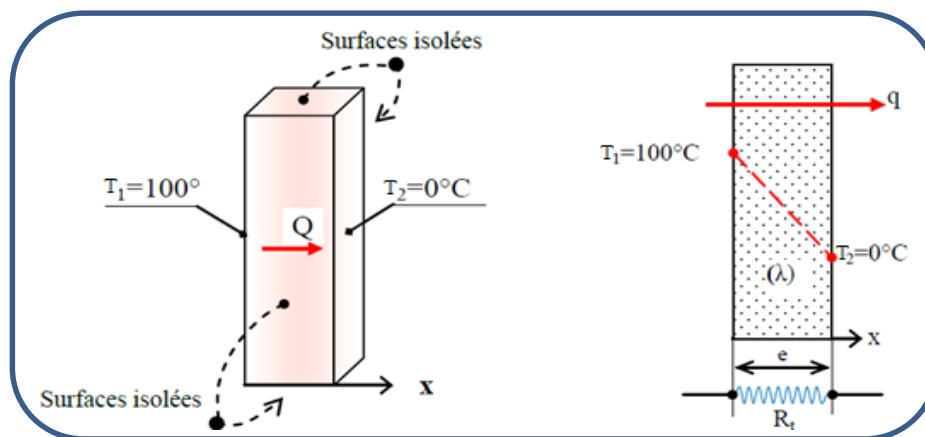


Figure I.3.3.a : Mur plan

$[\text{div}(\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T)]$ en coordonnées cartésiennes nous transforme l'équation de la chaleur par conduction sous la forme :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

Dans le cas d'un mur plan, 1D, sans source ni puits de chaleur et en régime permanent

L'équation de transfert de chaleur devient :

$$\Longrightarrow \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$$

Pour les conditions aux limites :

$$T(x=0) = T_1 = 100 \text{ C}^\circ$$

$$T(x=e) = T_2 = 0 \text{ C}^\circ$$

L'équation précédente nous donne :

$$\frac{dT}{dx} = C_1$$

$$T(x) = C_1 x + C_2 \dots \dots \dots *$$

Calculons les constantes en utilisant les conditions aux limites :

$$\text{Pour } x=0 \quad \Rightarrow \quad T=T_1 \quad \Rightarrow \quad C_2=T_1$$

$$\text{Pour } x=e \quad \Rightarrow \quad T=T_2 \quad \Rightarrow \quad C_1 = \frac{T_2 - T_1}{e}$$

Par le remplacement des constantes C_1 et C_2 par leurs valeurs dans l'équation(*), nous obtenons :

$$T(x) = \frac{T_2 - T_1}{e} x + T_1$$

On va déterminer la densité du flux, D'après la loi de Fourier :

$$\varphi = -\lambda \frac{dT}{dx} = -\lambda C_1 \quad \Rightarrow \quad \varphi = -\lambda \frac{T_2 - T_1}{e} \quad (\text{W.m}^{-2})$$

Le flux thermique

$$\Phi = \varphi \cdot S \quad (\text{W})$$

Et si on donne le temps de passage (t), on peut calculer la quantité de chaleur

$$Q = \Phi \cdot t \quad (\text{J})$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

I.3.3.a.1. Analogie électrique :

La puissance de chaleur Φ peut également se mettre sous la forme :

$$\Phi = \lambda S \frac{\Delta T}{\Delta x} \iff \Phi = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{e}{\lambda \cdot S}}$$

Cette relation est analogue à la loi d'Ohm en électricité qui définit l'intensité du courant comme le rapport de la différence de potentiel électrique sur la résistance électrique.

$$I = \frac{V}{R}$$

On peut remarquer qu'il y a une analogie mathématique directe entre la conduction de la chaleur (loi de Fourier) et la conduction de l'électricité (loi d'Ohm). La résistance analogue dans la loi de Fourier s'appelle **résistance thermique**, notée par (R_{th}) et défini par:

$$R_{th} = \frac{\Delta x}{\lambda S}$$

I.3.3.b. Mur multi-couches :

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où on ne connaît, d'une manière générale, que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale S :

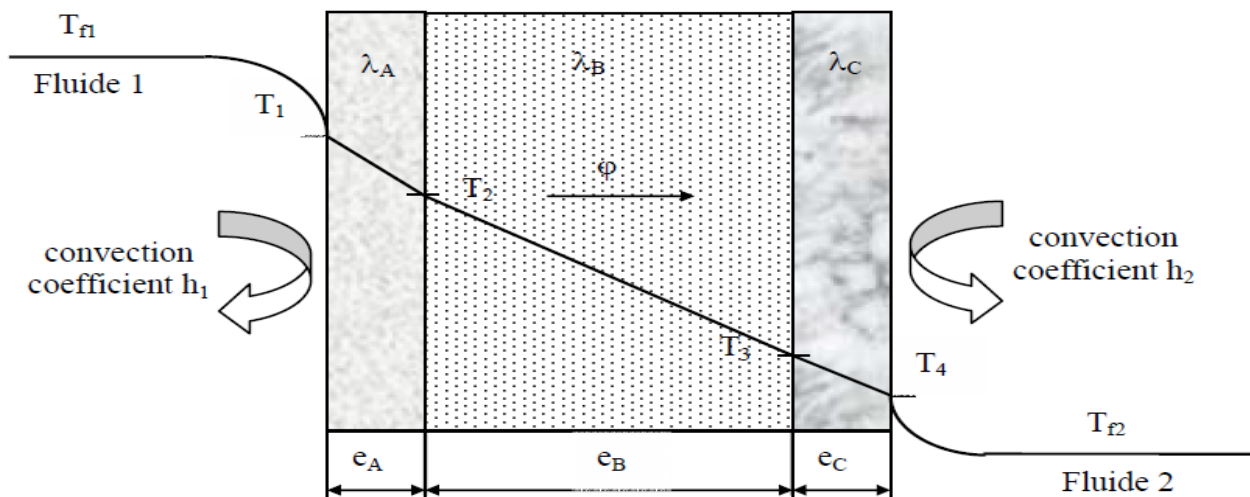


Figure I.3.3.b : Mur multi-couches

En régime permanent, le flux de chaleur se conserve lors de la traversée du mur et s'écrit :

$$\Phi = h_1 S (T_{f1} - T_1) = \frac{\lambda_A S (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{\lambda_B S (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{\lambda_C S (T_3 - T_4)}{e_C} = h_2 S (T_4 - T_{f2})$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

$$\Phi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}}$$

I.3.3.c. Cylindre sans source de chaleur :

Dans le cas où le transfert de chaleur par conduction a lieu dans des corps de forme cylindrique tel que les tubes ou conduites cylindriques, il est nécessaire d'utiliser les coordonnées cylindriques

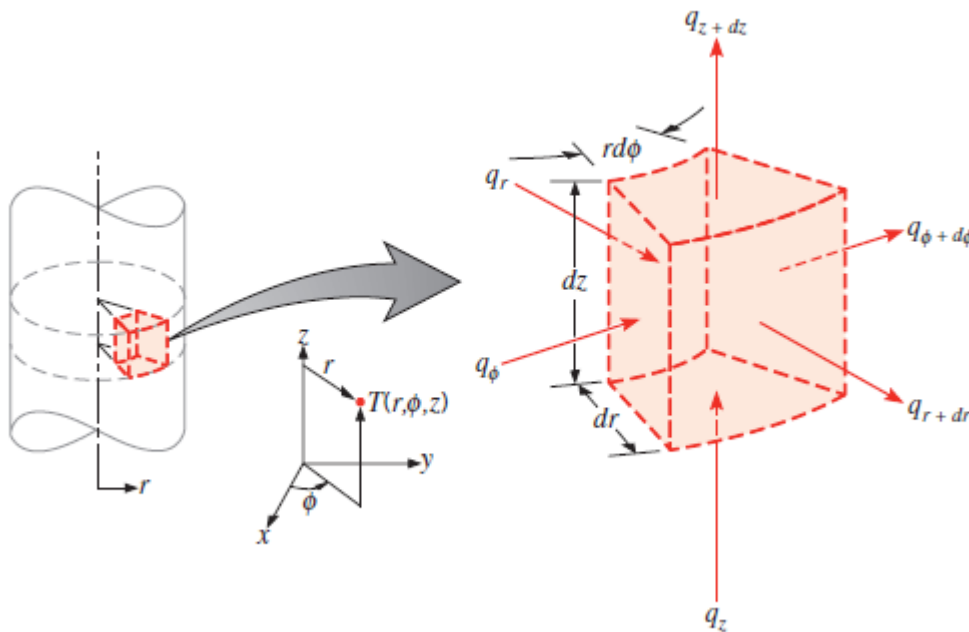


Figure I.3.3.c : Volume de commande différentielle, pour l'analyse de conduction dans des coordonnées de Cylindrique [9]

En appliquant le bilan d'énergie au volume de contrôle différentiel, on obtient la forme générale de l'équation de la chaleur en coordonnées cylindrique.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

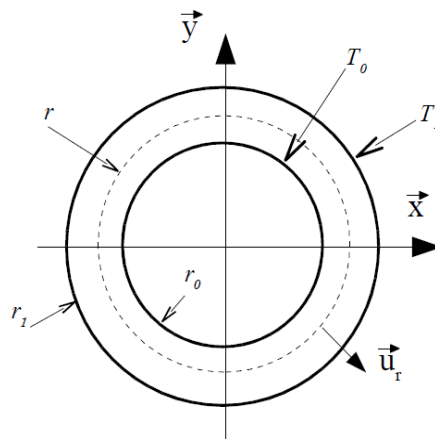


Figure I.3.3.c : Cylindre creux

Pour un transfert de chaleur radial et en régime permanent et 1D l'équation précédente devient :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0$$

L'équation précédente nous donne :

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{C_1}{r} \quad \Longrightarrow \quad T(r) = C_1 \ln r + C_2$$

Calculons les constant en utilisant les conditions aux limites :

$$T(r) = \frac{T_1 - T_0}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \ln \frac{r}{r_0} + T_0$$

D'après la loi de Fourier, les composantes de la densité de flux thermique dans le cas géométrie cylindrique sont données par les équations suivantes :

$$\varphi_r = -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \quad , \quad \varphi_\theta = -\lambda \frac{\partial T}{r \partial \theta} \quad \text{et} \quad \varphi_z = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}$$

Et pour la résistance thermique :

$$R_{th} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_0}}{2\pi\lambda L}$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

I.3.3.d. Sphère sans source de chaleur :

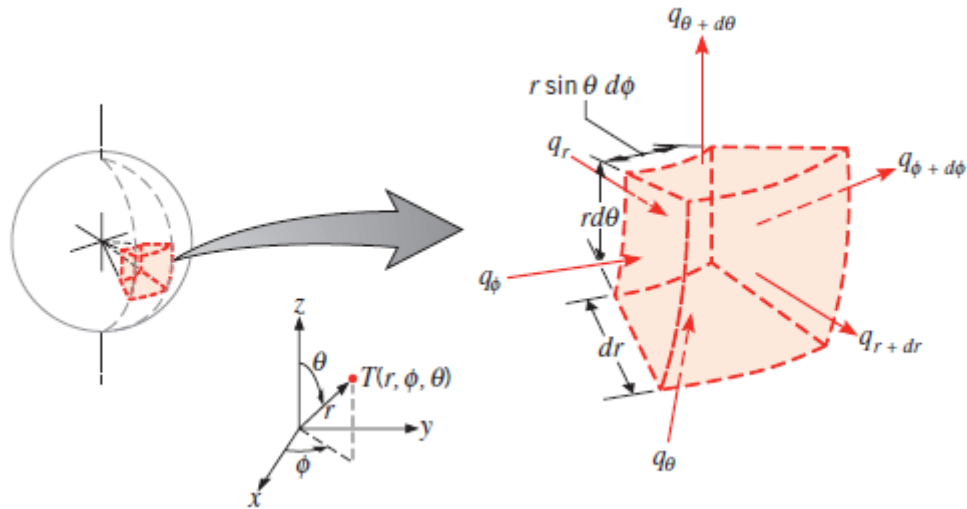


Figure I.3.3.c : Volume de contrôle différentiel, pour l'analyse de conduction dans les coordonnées sphériques [9]

En appliquant le bilan d'énergie au volume de contrôle différentiel, on obtient la forme générale de l'équation de la chaleur en coordonnées sphérique :

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\lambda \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

Enfin, le dernier type de géométrie 1D est sphère creuse, de rayon intérieur r_0 et de rayon extérieur r_1 . L'équation de transfert de chaleur devient :

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0$$

Le profil de température est :

$$T(r) = (T_1 - T_0) \frac{\frac{r_0}{r} - 1}{\frac{r_0}{r_1} - 1} + T_0$$

Et pour le flux :

$$\Phi = 4\pi\lambda \frac{(T_0 - T_1)}{\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1}}$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

Pour la résistance thermique :

$$R_{th} = \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{r_0} - \frac{1}{r_1} \right)$$

Tableau I : Ordre de grandeur de la Conductivité thermique à température ambiante (20°C)

Type de matériau	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
Gaz à la pression atmosphérique	0.006 – 0.18
Matériaux isolants	0.025 – 0.25
Liquides non métalliques	0.1 – 1.0
Solides non métalliques	0.025 – 3.0
Liquides métalliques	8.5 – 85
Alliages métalliques	10 – 150
Métaux purs	20 - 400

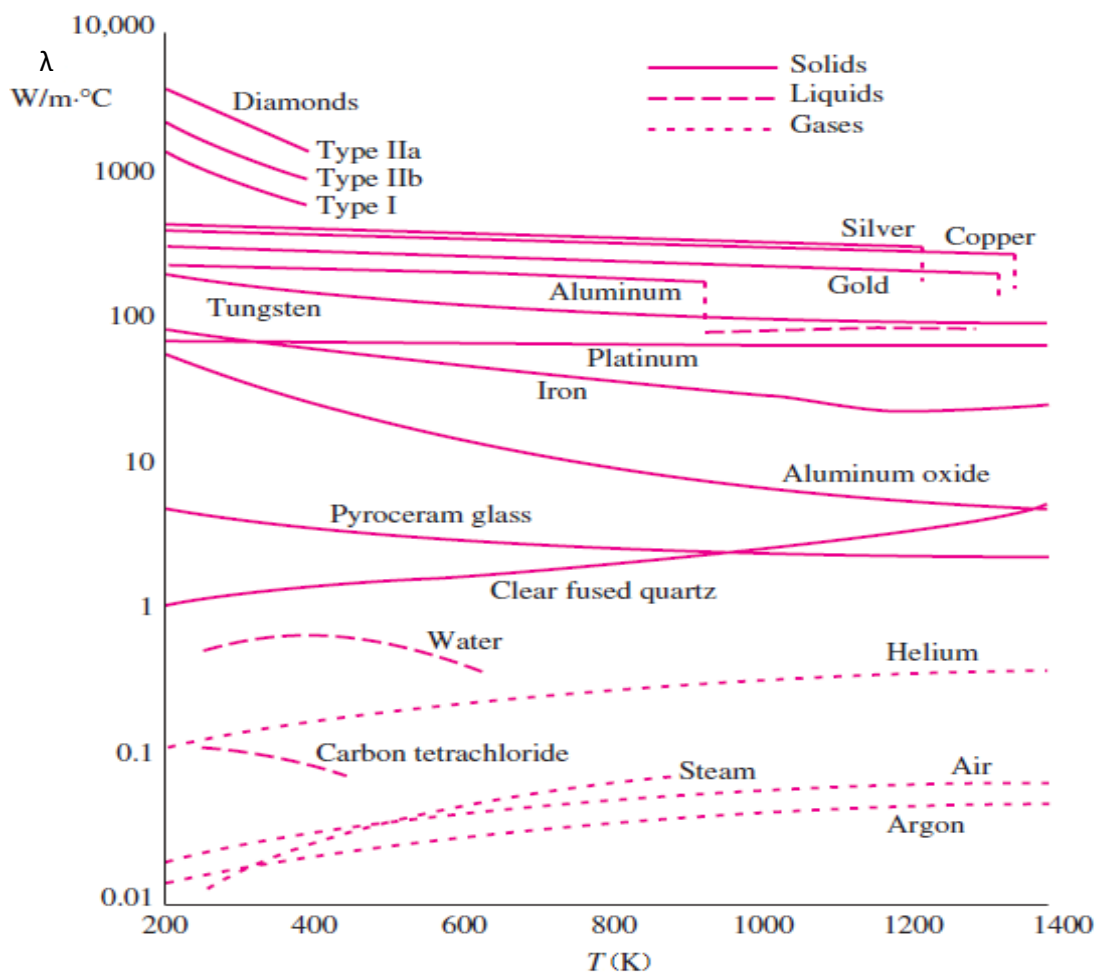


Figure I: La variation de la conductivité thermique de divers solides, liquides et gaz en fonction de la température [2]

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

I.4. Rayonnement :

Le rayonnement est l'énergie émise par la matière sous forme d'ondes électromagnétiques (ou de photons) à la suite des changements dans les configurations électroniques des atomes ou des molécules [2]. La quantité d'énergie quittant une surface sous forme de chaleur radiante dépend de la température absolue et de la nature de la surface [5]. Contrairement aux mécanismes de conduction et de convection, où le transfert d'énergie par un matériau est impliqué, la chaleur peut également être transférée à travers les régions où un parfait vide existe. Le mécanisme dans ce cas est le rayonnement électromagnétique [3].

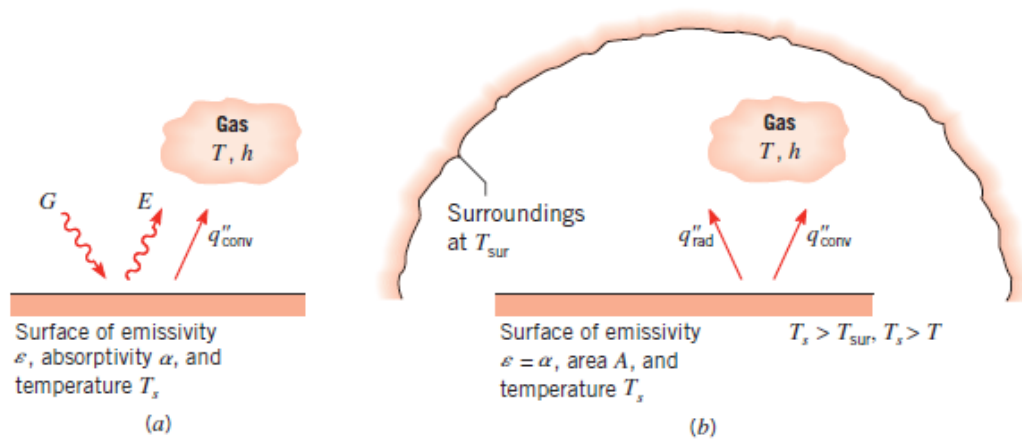


Figure I.4: Échange de radiations : (a) à une surface et (b) entre une surface et un vaste environnement.

I.4.1. Échange de chaleur par rayonnement entre surfaces rayonnantes :

La surface S_i (figure I.4) reçoit de l'extérieur par rayonnement une puissance par unité de surface G_i et rayonne vers le milieu extérieur une puissance J_i .

La puissance net échange par l'unité de surface de S_i est alors :

$$\varphi_{i \text{ net}} = \varepsilon_i \sigma T_i^4 - \varepsilon_i G_i = J_i - G_i \quad \text{I. (1)}$$

D'où :

$$G_i = \frac{J_i - \varepsilon_i \sigma T_i^4}{1 - \varepsilon_i} \quad \text{I. (2)}$$

Et :

$$J_i = \varepsilon_i \sigma T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) G_i \quad \text{I. (3)}$$

Chapitre I: Notions élémentaires de transfert de chaleur par conduction et rayonnement

De (1) et (2), nous obtenons :

$$\begin{aligned}\varphi_{i \text{ net}} &= J_i - G_i = J_i - \frac{J_i - \varepsilon_i \sigma T_i^4}{1 - \varepsilon_i} \\ &= \frac{\varepsilon_i \sigma T_i^4 - \varepsilon_i J_i}{1 - \varepsilon_i}\end{aligned}\quad \text{I. (4)}$$

Pour une surface S_i , l'équation précédente devient :

$$\varphi_{i \text{ net}} = \frac{\sigma T_i^4 - J_i}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i S_i}} \quad \text{I. (5)}$$

Comme

$$J_i = \sum_j S_i F_{ij} J_j \quad \text{I. (6)}$$

Et

$$G_i = \sum_j S_j F_{ji} J_j \quad \text{I. (7)}$$

Avec F_{ij} et F_{ji} facteurs de forme vérifiaient :

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \quad \text{I. (8)}$$

De (1) et (6), (7) et (8) ; $\Phi_{i \text{ net}}$ sera donnée par :

$$\begin{aligned}\Phi_{i \text{ net}} &= \sum_j (S_i F_{ij} J_i - S_i F_{ij} J_j) \\ \Phi_{i \text{ net}} &= \frac{\sigma T_i^4 - J_i}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i S_i}} = \sum_j \left(\frac{J_i - J_j}{\left(\frac{1}{S_i F_{ij}} \right)} \right)\end{aligned}$$

CHAPITRE II :

Transfert de chaleur par convection

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

II.1. Convection :

Le terme « convection » est utilisé pour décrire le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface. Pour ce transfert, le transport d'énergie par conduction a toujours lieu, néanmoins le mode dominant est celui dû aux mouvements de particules fluides [6].

Le transfert de chaleur par convection implique deux mécanismes simultanés, diffusion ou conduction, accompagnés d'un transport macroscopique de chaleur vers (ou à partir d') un fluide en mouvement [15].

Dans l'industrie on utilise des équipements appelés échangeurs de chaleurs qui fonctionnent sur le principe de la convection pour chauffer ou refroidir des fluides. Les deux fluides (l'un chauffant et l'autre chauffé) s'échangent de la chaleur à travers une paroi. On peut citer le radiateur de la voiture qui constitue l'un des échangeurs de chaleur les plus répandus.

La convection peut être **forcée** ou **naturelle** (libre). Dans le cas dans la figure (a) où le mouvement du fluide est provoqué par une force extérieure : pompes pour les liquides ; ventilateurs et compresseurs pour les gaz, on est en présence de la convection forcée. Et dans le cas dans la figure (b) quand le mouvement du fluide se fait naturellement sous l'effet de la différence de masse volumique des particules du fluide, on l'appelle : Convection naturelle

(a) Convection forcée

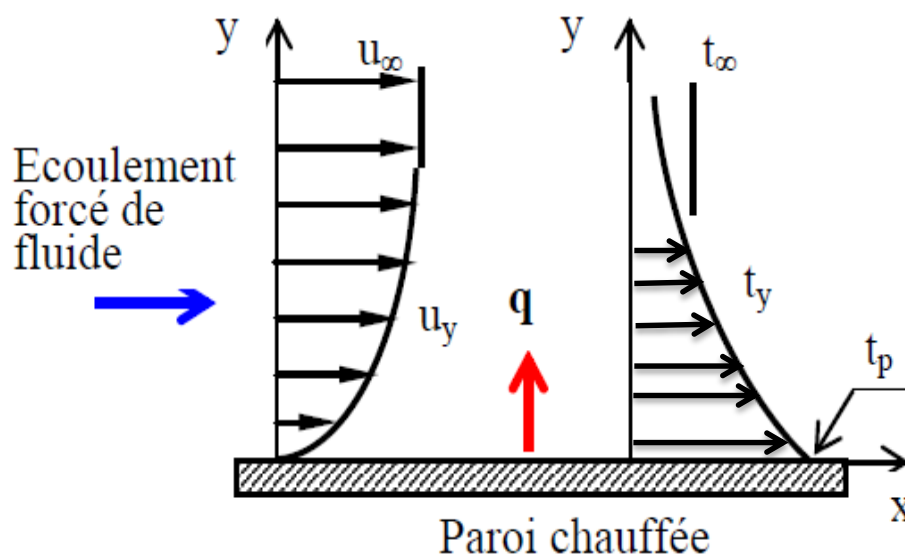


Figure II.1.a: Couche limite en convection forcée

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

(b) Convection naturelle

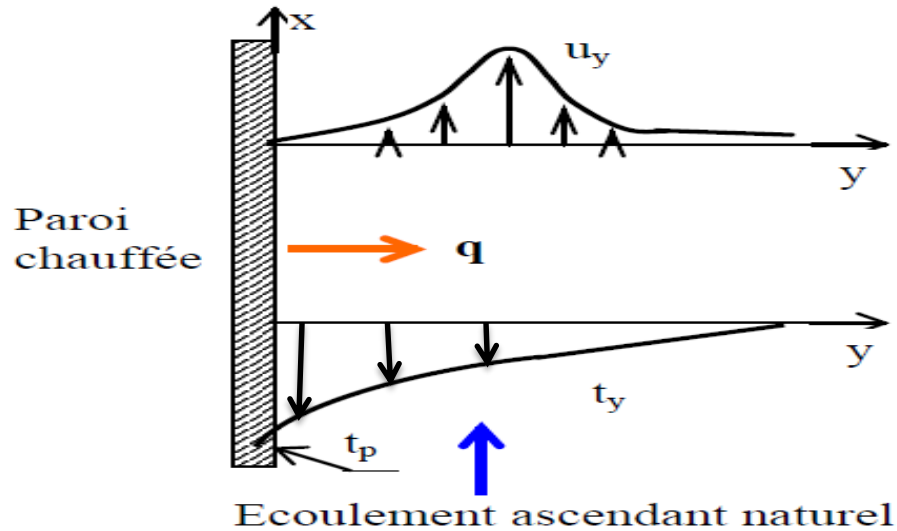


Figure II.1.b: Couche limite en convection naturelle

u_y : distribution de la vitesse

t_y : distribution de la température

Le transfert de chaleur par convection est régi par **la loi de NEWTON** :

$$\Phi = h S(T_p - T_\infty)$$

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

T_p : Température de surface du solide (K)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (K)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

Remarque : La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide.

II.2. Écoulement laminaire et turbulent :

Pour traiter un problème de convection il est important de déterminer le régime d'écoulement du fluide : est-il laminaire ou turbulent ? Le coefficient d'échange

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

convectif dépend fortement du régime d'écoulement. La transition entre les régimes d'écoulement a été démontrée par **Osborne Reynolds**.

II.2.1. Laminaire : les lignes de courants ne se mélangent pas.

II.2.2. Turbulent : un brassage entre les particules fluides des différentes régions de l'écoulement.

II.3. LES NOMBRES SANS DIMENSION :

Il existe 4 principaux nombres sans dimension qui sont utilisés dans les corrélations de convection : REYNOLDS, PRANDTL, NUSSELT, GRASHOF [16].

Certains de ces nombres sans dimension font apparaître le paramètre D , dans le cas d'un cylindre, il s'agit du diamètre mais lorsque l'on a à faire à des sections non cylindriques, on parle alors de diamètre hydraulique qui est égal à :

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{P_m}$$

D_h diamètre hydraulique (m)

S section occupée par le fluide (m^2)

P_m le périmètre mouillé (m)

II.3.1. Nombre de REYNOLDS :

Rapport des forces d'inertie et les forces de viscosité. Critère pour la détermination du type d'écoulement laminaire ou turbulent.

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot V}{\mu}$$

II.3.2. Nombre de PRANDTL :

Caractéristique intrinsèque du fluide permettant de passer de la couche limite hydraulique à la couche limite thermique.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

II.3.3. Nombre de NUSSELT :

Rapport entre la résistance thermique de conduction et la résistance thermique de convection.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$$

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

II.3.4. Nombre de GRASHOF :

Relation entre les forces de poussée et les forces de viscosité en convection naturelle.

Action identique à Re en convection forcée.

$$G_r = \beta g \frac{\Delta T \cdot \rho^2 \cdot L^3}{\mu^2} \quad \beta : \text{coefficient de dilatation thermique cubique du fluide}$$

II.4. Le Coefficient d'échange :

Lorsque l'on examine (par exemple) le champ de températures dans un solide entouré par un fluide, on voit bien que l'on ne peut pas résoudre complètement le problème: il faudrait calculer l'écoulement lui-même et l'équation de transport de la chaleur dans cet écoulement, ce qui est souvent quasi impossible. On peut, pour simplifier le problème thermique, définir le coefficient d'échange h qui traduit de manière les échanges de chaleur de l'intérieur (ici le solide) avec extérieure (ici le fluide).

II.4.1. Valeurs de h :

- ❖ **II.4.1.a. soit on calcule :** ou on connaît (analytiquement ou par une méthode numérique) l'expression de h dans les cas où c'est possible :

II.4.1.a.1. Convection Forcée :

- **II.4.1.a.1.1. pour l'écoulement interne** de température uniforme et de vitesse V dans un tube de diamètre D :

- En régime laminaire :

$$Re < 2100 \text{ et } Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} > 10$$

$$Nu_u = 1.86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

$$2100 < Re < 10000 \text{ et } 0.5 < Pr < 500$$

$$Nu_u = 0.116 \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left(1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

- En régime turbulent (formule de M.ADAMS) :

$$10^4 < Re < 10^6 \text{ et } 0.5 < Pr < 500$$

$$Nu_u = 0.023 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0.8} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \left(1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.7} \right)$$

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

➤ II.4.1.a.1.2. écoulement sur une plaque plane :

- Laminaire d'un fluide :

$Pr \ll 1$	$N_{uL} = 1.13 Re_L^{0.5} Pr^{0.5}$
$Pr > 1$	$N_{uL} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{0.5}$

- Turbulent d'un fluide :

$$\begin{cases} N_{ux} = 0.029 Pr^{\frac{1}{3}} Re_x^{\frac{4}{5}} \\ N_{uL} = 0.036 Pr^{\frac{1}{3}} Re_L^{\frac{4}{5}} \end{cases} \quad 0.5 < Pr < 50$$

➤ II.4.1.a.1.3. Ecoulement en conduit annulaire :

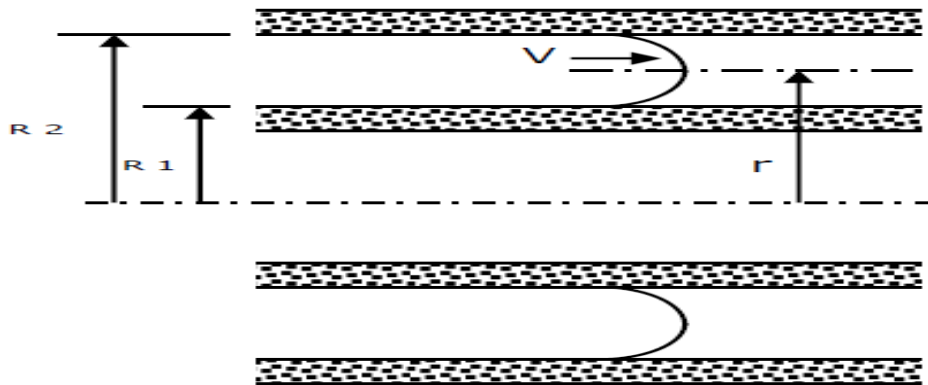


Figure II.4.1.a.1.3: Représentation de conduit annulaire

Le diamètre hydraulique s'écrit :

$$D_h = D_2 - D_1 \quad \text{Cas : (e) épaisseur de tube négligeable}$$

- Cas d'un régime laminaire :

Paroi extérieure isolée, température sur paroi intérieure uniforme

$$Re < 2000 \quad ; \quad Pr > 0.5$$

$\frac{D_2}{D_1}$	20	10	4	2	1
N_u	17.46	11.56	7.34	5.74	4.86

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

- Cas d'un régime turbulent (formule de M.ADAMS) :

$$Re > 2000 \quad ; \quad Pr > 0.7$$

$$S_t = 0.023 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.14} Re^{-0.2} Pr^{-0.6}$$

$$S_t = \frac{Nu}{Pe} \quad \text{et} \quad Pe = Re \cdot Pr$$

➤ II.4.1.a.1.4. Convection Forcée externe :

Pour la plaque plane de température uniforme de longueur L

- En régime laminaire :

$$Nu = 0.664 Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{\frac{1}{2}}$$

- En régime turbulent : $Re > 10^4$

$$Nu = 0.036 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{\frac{4}{5}}$$

II.4.1.a.2. Convection Naturelle :

Pour une plaque verticale de longueur L

- Régime laminaire :

$$Nu_{uz} = 0.508 \frac{Pr^{\frac{1}{2}}}{(0.95 + Pr)^{1/4}} Gr_z^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu_{uL} = 0.677 \frac{Pr^{\frac{1}{2}}}{(0.95 + Pr)^{1/4}} Gr_L^{\frac{1}{4}}$$

- Régime turbulent :

$$Nu_{uL} = 0.13 (Gr_L \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Valable pour } Ra_L \in [10^9, 10^{13}]$$

- ❖ **II.4.1.b. soit expérimentalement :** on cherche à tracer le nombre de Nusselt (**Nu**) sous la forme d'un produit de nombres sans dimension : $Nu = C Re^m Pr^n$. Ou on trouve dans la littérature des tables exprimant ces relations. Le but du jeu est de fournir des formules approchées...ou de déterminer h par des expériences et de tabuler les résultats.

Chapitre II : Transfert de chaleur par convection

Ensuite, on peut faire des calculs simplifiés en veillant à ce que l'hypothèse posée pour établir l'expression de h soit à peu près respectées.

Exemples de valeurs :

Tableau II.4.1.b: Convection (libre/forcée) de (air/eau) [17]

Cas de la convection	h ($\text{w.m}^{-2}\text{K}^{-2}$)
Convection libre (air)	5-25
Convection libre (eau)	100-900
Convection forcée (air)	10-500
Convection forcée (eau)	100-15000

CHAPITRE III :

Échangeur de chaleur

Chapitre III : Échangeur de chaleur

III.1. Échangeur de chaleur :

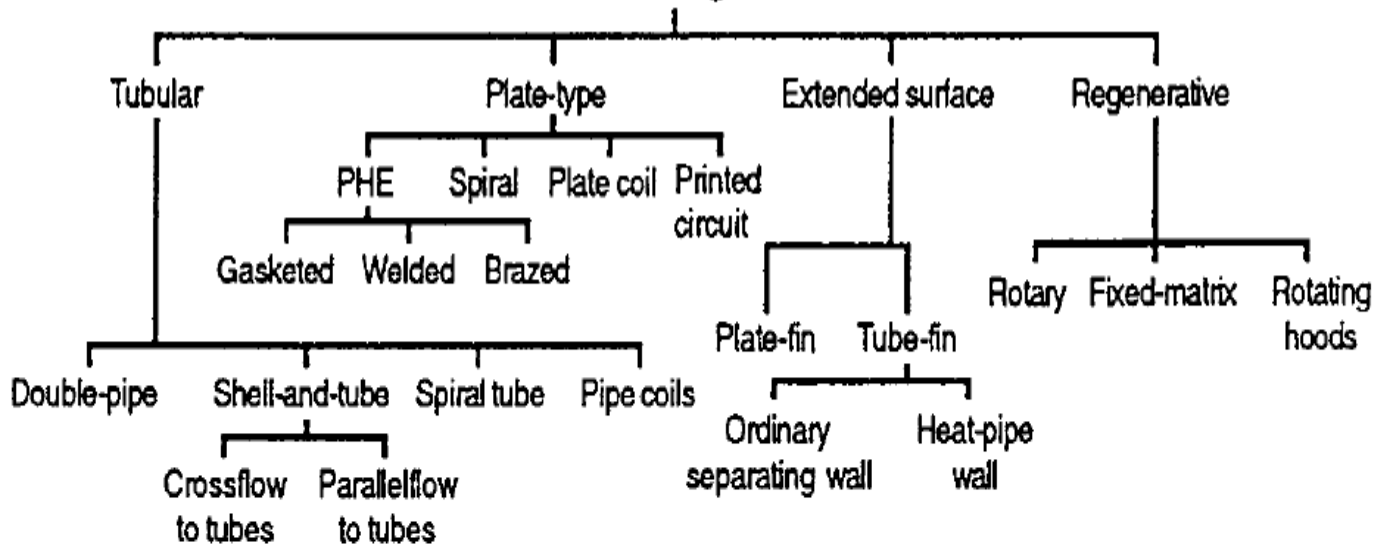
Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui assurent le transfert d'énergie thermique entre deux fluides ou plus à des températures différentes. À travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides, les échangeurs de chaleur sont utilisés dans une grande variété d'applications, telles que la production d'énergie, les procédés, les industries chimiques et alimentaires, l'électronique, l'ingénierie environnementale, la récupération de la chaleur résiduelle, l'industrie manufacturière, la climatisation, la réfrigération, applications spatiales, etc [7,10]. Les échangeurs de chaleur sont généralement classés selon la disposition du débit et le type de construction. L'échangeur de chaleur le plus simple est celui pour lequel les fluides chauds et froids se déplacent dans le même sens ou dans des directions opposées dans un tube concentrique (ou (n) tuyau) [11].

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 [13].

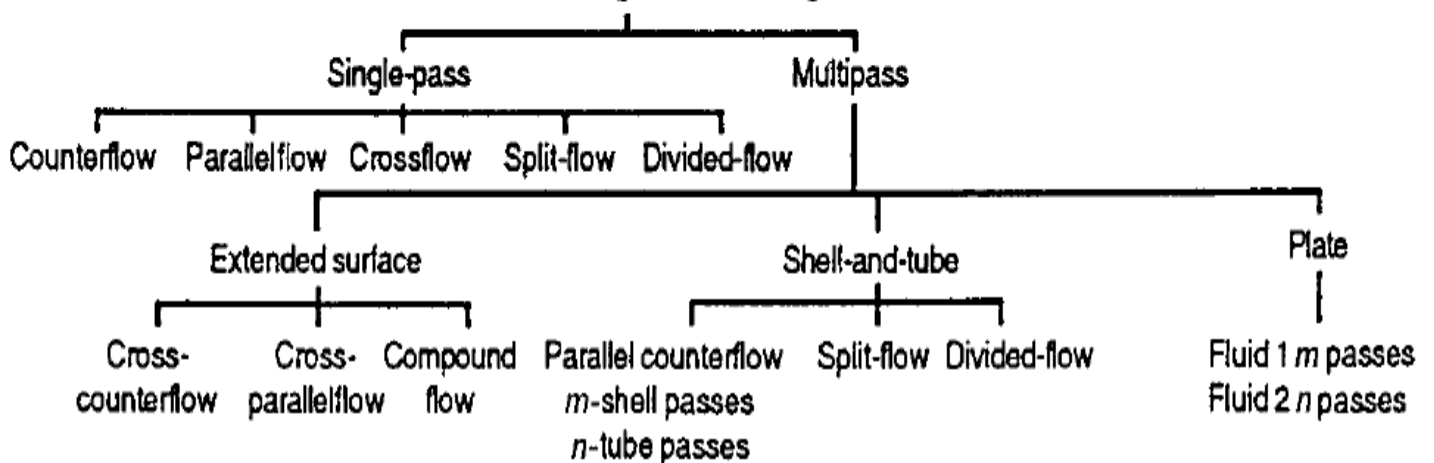
III.2. Classification des échangeurs de chaleur :

Différents types d'échangeurs de chaleur sont fabriqués dans la pratique qui diffèrent les uns des autres dans la configuration géométrique, la construction, la disposition du flux et le mécanisme de transfert de chaleur...etc.

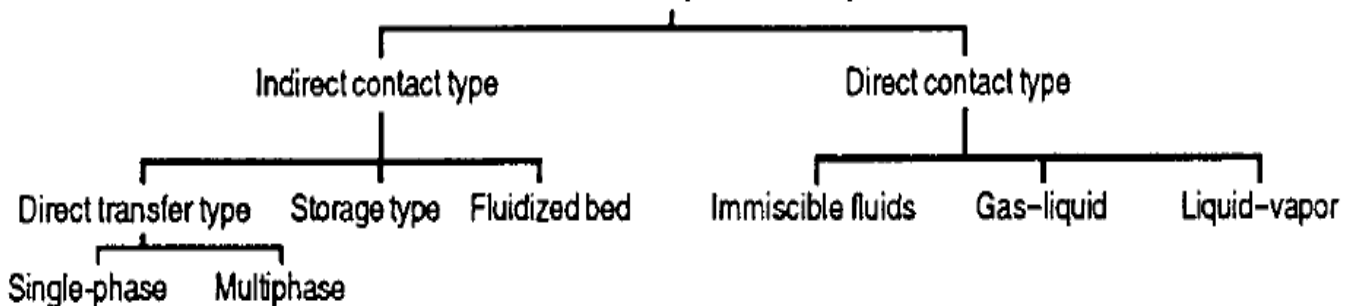
Classification according to construction



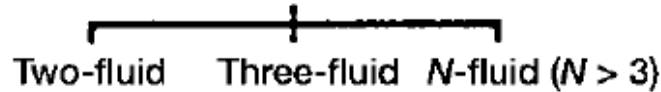
Classification according to flow arrangements



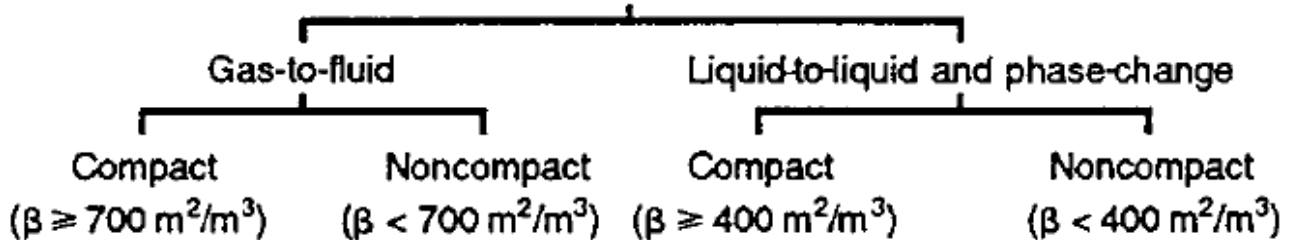
Classification according to transfer process



Classification according to number of fluids



Classification according to surface compactness



Classification according to heat transfer mechanisms

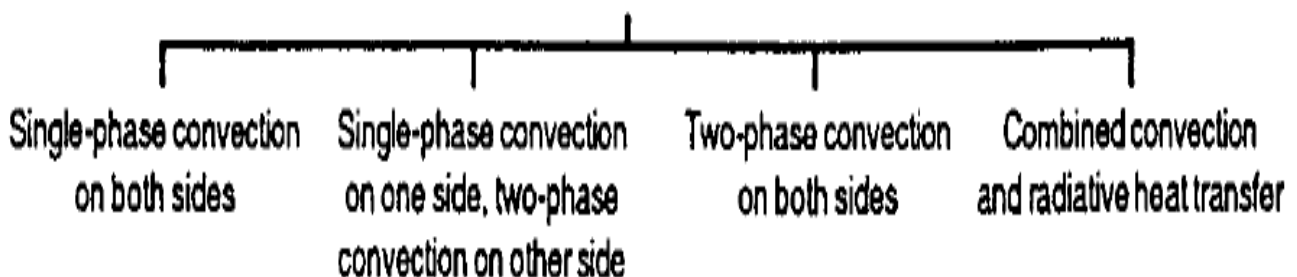


Figure III.2 : Classification de l'échangeur de chaleur [12]

III.3. Principe général de fonctionnement :

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. Les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil.

Le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique.

Le principal problème du thermicien, consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée.

Chapitre III : Échangeur de chaleur

La quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection.

III.4. Les Principaux modes d'écoulement des deux fluides :

On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents

III.4.1. Écoulement des deux fluides parallèles et de même sens :

Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur.

III.4.2. Écoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires :

Il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

III.4.3. Écoulement des deux fluides croisés :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre

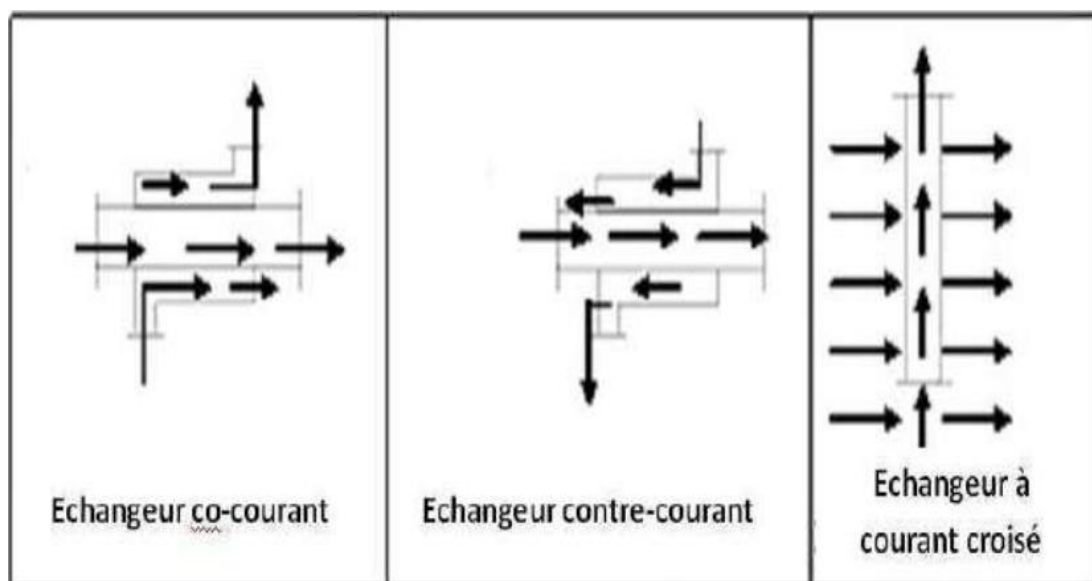


Figure III.4: Différent modes de circulation

III.5. Distribution des températures :

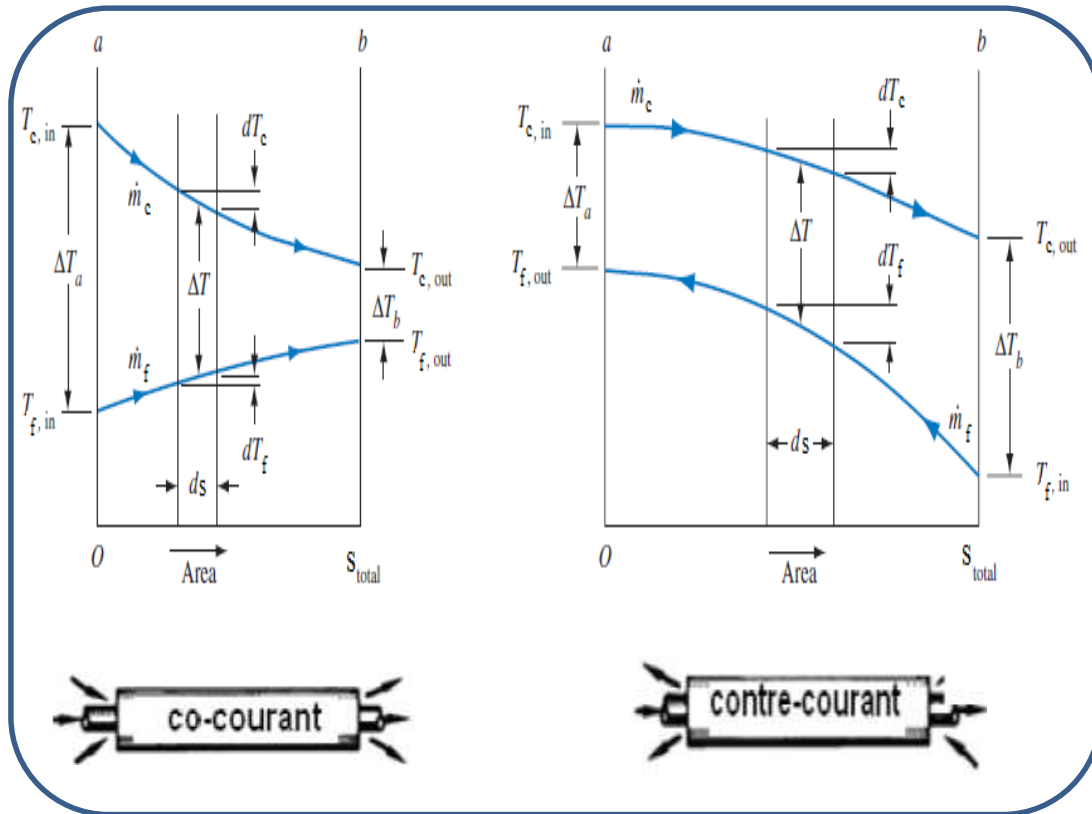


Figure III.5: Distribution des températures

III.6. Les type des échangeurs de chaleur :

On distingue deux grandes familles

III.6.1. Les échangeurs tubulaires :

Un échangeur tubulaire est le plus simple des échangeurs, il est constitué de 2 tubes concentriques. Un fluide circule dans le tube interne alors que le second passe dans l'espace entre les 2 tubes. Facile à nettoyer ou à réparer, il permet de travailler avec des fluides à hautes pressions. Cependant, il ne permet qu'un échange de chaleur limité et ne possède qu'une petite surface d'échange (maximum 50 m²).

On distingue plusieurs catégories suivant le nombre de passes dans les tubes et de leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

III.6.1.a. Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme il est indiqué à la figure au-dessous

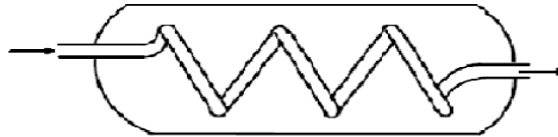


Figure III.6.1.a: Échangeur monotube en serpentín

III.6.1.b. Échangeur coaxial :

Deux tubes sont imbriqués l'un dans l'autre. En générale, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme il est indiqué à la figure ci-dessous

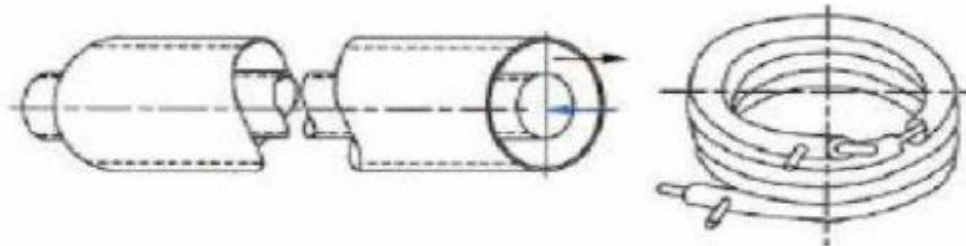


Figure III.6.1.b: Échangeur coaxial

III.6.1.c. Échangeur à double tube coaxiaux (EDTC) :

Parmi les divers types de dispositifs d'échange, l'échangeur à double tube est le plus simple. Il est constitué de deux tubes coaxiaux : l'un des fluides circule dans le tube central et l'autre circule dans l'espace annulaire, la plupart du temps en arrangement contre-courant. Les échangeurs de chaleur à double tube sont utilisés dans l'industrie car ils fonctionnent à des températures et des pressions élevées

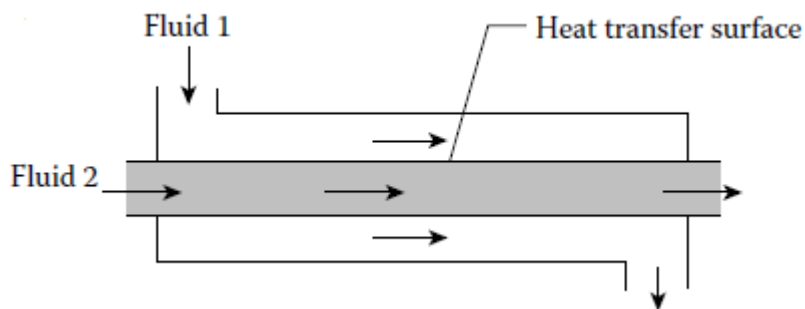


Figure III.6.1.c: Échangeur à double tube coaxiaux

Chapitre III : Échangeur de chaleur

III.6.1.d. Échangeurs à triple tube coaxiaux (ETTC) :

L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique (ETTC) est une version légèrement modifiée d'un échangeur de chaleur à double tube (EDTC), il est conçu de trois tubes concentriques traversé par trois fluides qui échangent de la chaleur entre eux, l'un des fluides (à chauffer ou à refroidir) circule dans l'anneau interne formé entre le tube intérieur et l'espace annulaire externe.

Par conséquent, l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique améliore le transfert de chaleur à travers un passage d'écoulement supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur de l'échangeur [14].

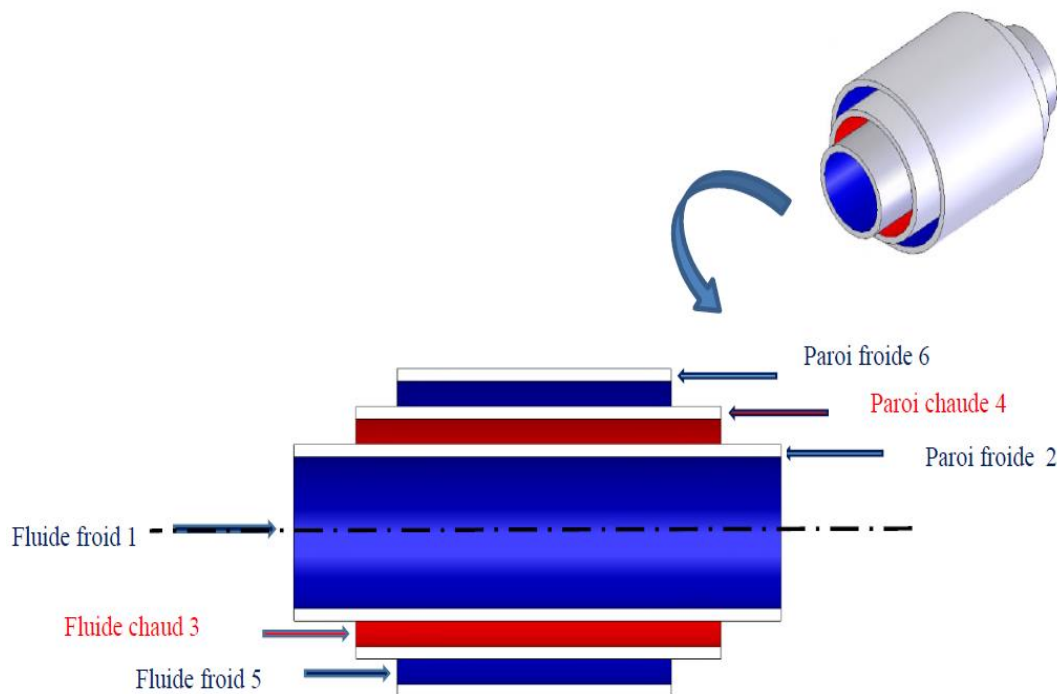


Figure III.6.1.d: Échangeur à triple tube

III.6.1.e. Échangeur multitubulaire :

Il peut exister trois formes :

- **III.6.1.e.1. Échangeur a tube séparés :**

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

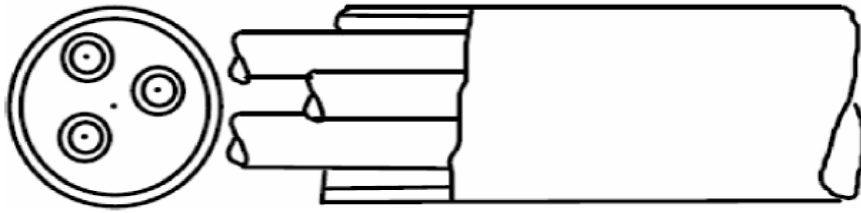


Figure III.6.1.e.1: Échangeur à tubes séparés

- **III.6.1.e.2. Échangeurs à tubes rapprochés :**

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

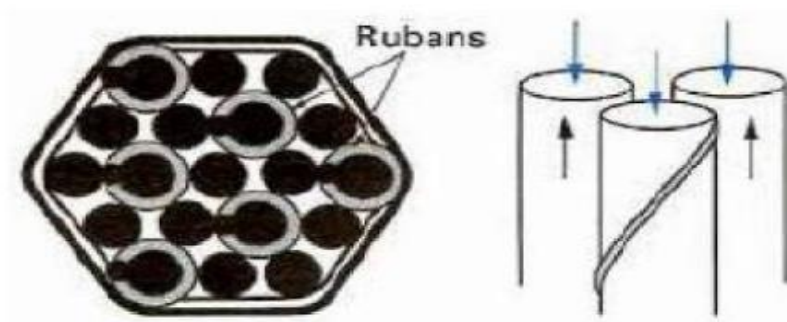


Figure III.6.1.e.2: Échangeur à tubes rapprochés

- **III.6.1.e.3. Échangeur à tube à calandre :**

Ils sont constitués d'un faisceau de tubes placé dans une enveloppe (calandre). Les tubes sont maintenus par des plaques qui servent également de chicanes pour l'écoulement de fluide circulant côté calandre.

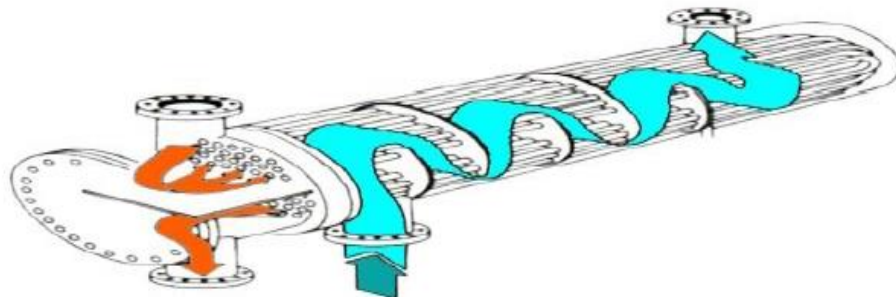
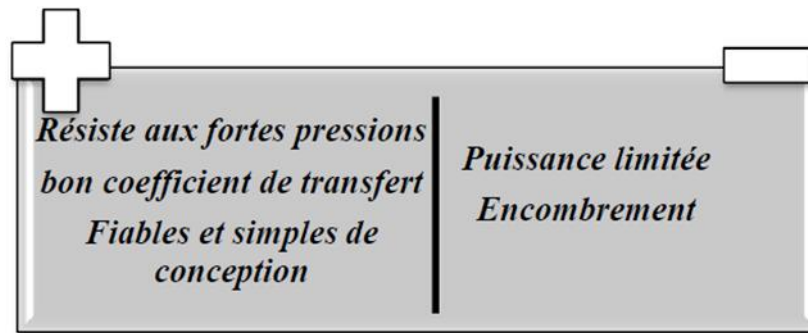


Figure III.6.1.e.3: Échangeur à tube à calandre

Chapitre III : Échangeur de chaleur

Les avantages et les inconvénients des échangeurs tubulaires :



III.6.2. Les échangeurs à plaques :

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière

III.6.2.a. Échangeurs à surface primaire:

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



Figure III.6.2.a: Échangeurs à surface primaire

III.6.2.b. Échangeurs à plaques et a joints :

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

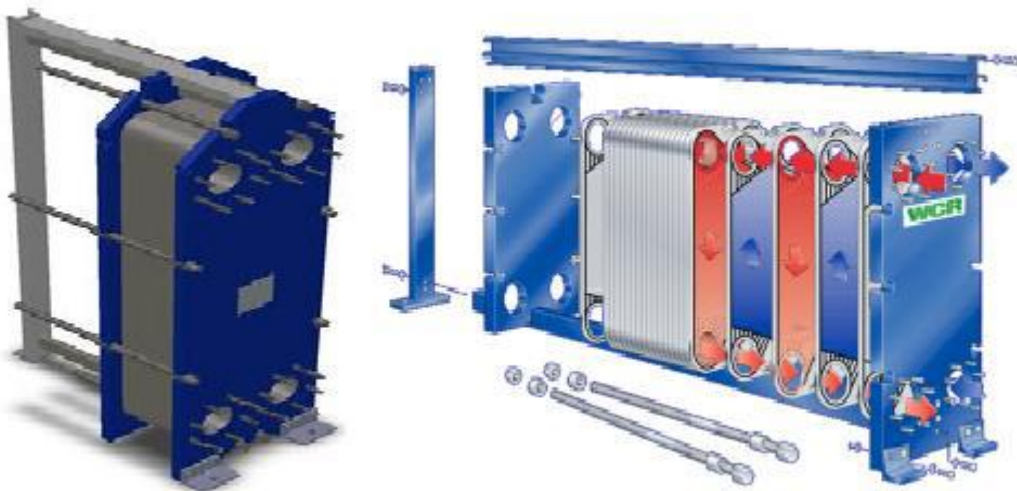


Figure III.6.2: Échangeurs à plaques et a joints

III.6.2.c. Échangeur à plaques tout soudé :

Ils ont un aspect extérieur similaire à celui des échangeurs à plaques et joints. Ils sont constitués d'un paquet de plaques enserrées entre deux flasques serrés par un jeu de tirants. Les plaques ont quatre ouvertures pour la distribution des deux fluides et une zone d'échange corrigée. Les joints sont remplacés par des soudures.

Comme les circuits ne sont nettoyables que par des solutions chimiques, ils sont donc réservés à des fluides peu encrassant. Ce type d'échangeur a été développé spécialement pour les fluides agressifs et pour les conditions de service cyclique entraînant des chocs thermiques.

Ces échangeurs, qui restent de taille moyenne par rapport aux échangeurs à plaques et joints, peuvent être utilisés jusqu'aux conditions suivantes : une pression de service de 4 MPa, une température de service de 350°C. Leur surface d'échange maximale est de 250 m².

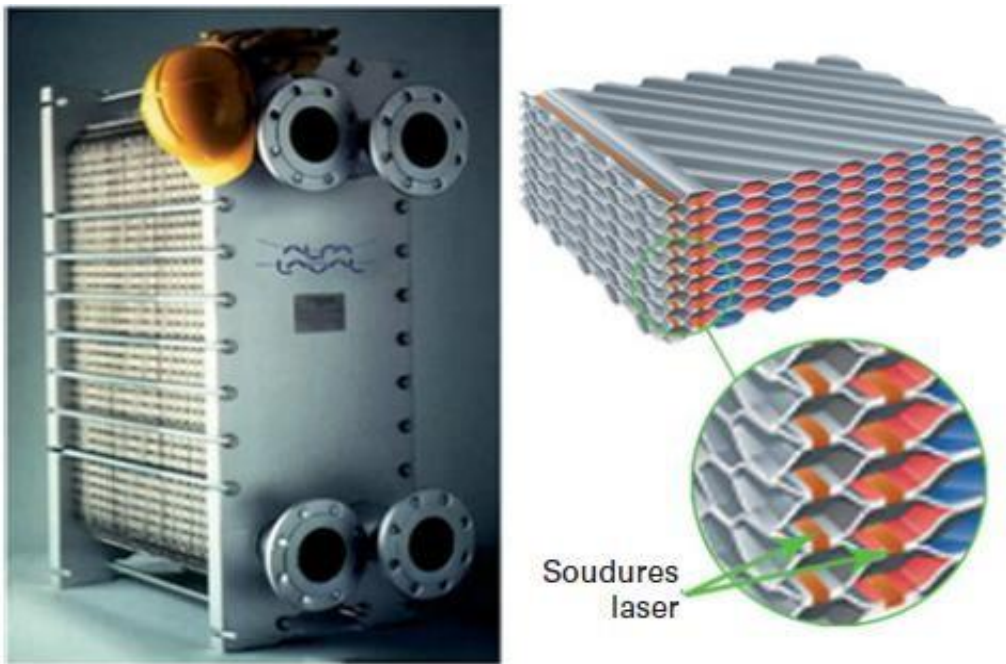


Figure III.6.2.c: Échangeur à plaques tout soudé

Cette famille d'échangeur est caractérisé par :

- Simple et fiable.
- Grande durée de vie et pratiquement pas de panne.
- L'échangeur présente une perte de charge relativement importante, surtout à de grands débits.

III.7. Systèmes frigorifiques :

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- Un condenseur dont le but est d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur.
- Un évaporateur dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

III.7.1. Condenseur :

Un condenseur est un échangeur de chaleur à flux biphasé dans lequel la chaleur est générée par la conversion de la vapeur en liquide (condensation) et la chaleur générée est retirée du système par un liquide de refroidissement.

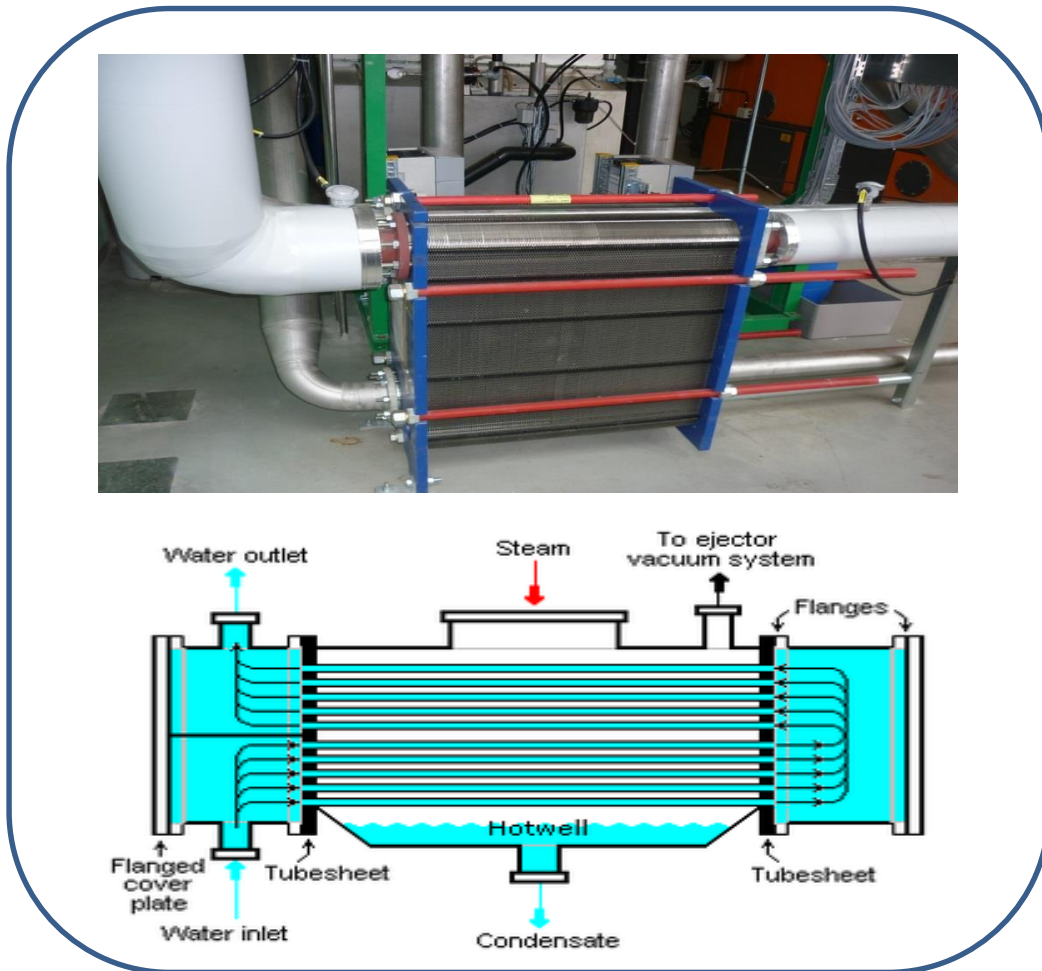


Figure III.7.1: condenseur

III.7.2. Évaporateur :

Le processus d'évaporation est parfois aussi appelé ébullition. L'ébullition est le changement de phase du liquide à la vapeur, lorsque la chaleur est transférée au liquide à la température d'ébullition ou au-dessus de celle-ci à la pression réelle.

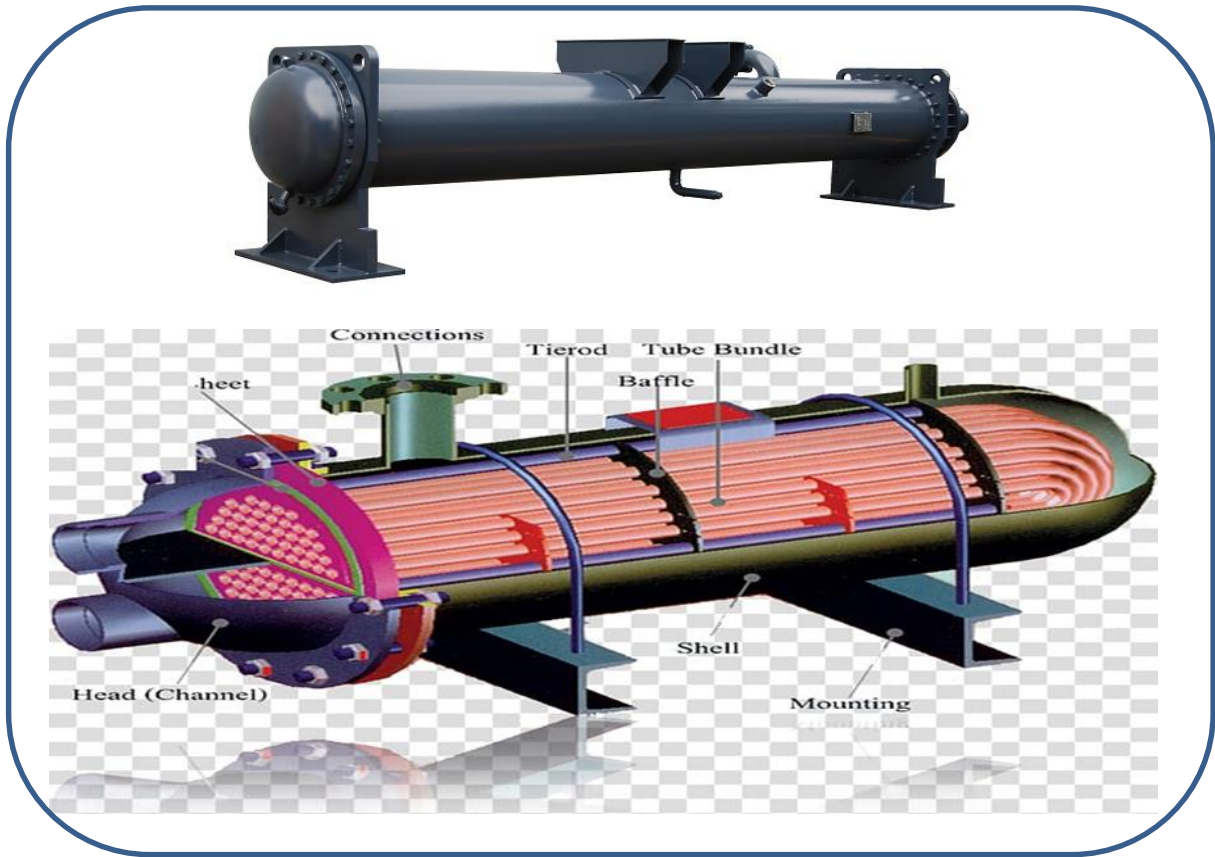


Figure III.7.2: évaporateur

III.8. 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 :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fe} - T_{fs})$$

Ou :

C_{pc} et C_{pf} : sont les chaleurs massiques de fluide chaud et froid en (J/kg.k).

\dot{m}_c Et \dot{m}_f : sont les débits massiques de fluide chaud et froid en (kg/s).

Avec :

$$\left. \begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \cdot C_{pc} \\ C_f &= \dot{m}_f \cdot C_{pf} \end{aligned} \right\} \text{ sont appelé les capacités calorifiques des deux fluides}$$

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

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

CHAPITRE IV :

Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

IV.1. Introduction :

La technique de récupération de chaleur est une technique connue. La nouveauté dans notre étude est la récupération de cette chaleur à des températures variées. L'échangeur de chaleur utilisé est un échangeur de chaleur de tubes coaxiaux. Pour augmenter le rendement de l'échangeur, on fait circuler le fluide chaud dans le tube central pour minimiser les pertes vers le milieu extérieur et les fluides froids autour de lui dans les sections annulaires.

IV.1.1. Les hypothèses :

Pour toutes les formules de notre problème étudié, on pose les hypothèses suivantes :

- 1-régime de fonctionnement stationnaire.
- 2-étude unidimensionnelle.
- 3-sections de passage constantes.
- 4- pertes thermiques supposées nulles (parois 3 isolée).
- 5- propriétés thermo-physiques des fluides dépendent de la température.
- 6- conduction thermique dans le fluide négligeable.
- 7- conduction thermique dans les parois négligeable.

IV.2. Principe de calcul des échangeurs de chaleur :

L'échangeur de chaleur est un instrument qui fait passer la chaleur entre deux milieux de températures différentes. Ces milieux sont généralement des milieux fluides en écoulement, l'un chaud et l'autre froid et la chaleur échangée se fait à travers une surface d'échange séparant les deux fluides. La nature des écoulements des fluides ont un rôle important dans l'efficacité de l'échange. Les écoulements les plus répandus sont à co-courant, à contre-courant et courants croisés (on peut dire que le reste des écoulements sont un mélange de ces trois principaux écoulements).

IV.2.1. Méthodes DTLM :

La puissance de chaleur échangée (variation de contenu énergétique par unité de temps), à travers l'élément de surface ds (Figure IV.2.1), entre les fluides chaud et froid en passant de (x) à $(x+dx)$ et vice versa est:

$$d\Phi = -C_c dT_c \quad \text{IV. (1 - 1)}$$

$$= \pm C_f dT_f \quad \text{IV. (1 - 2)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

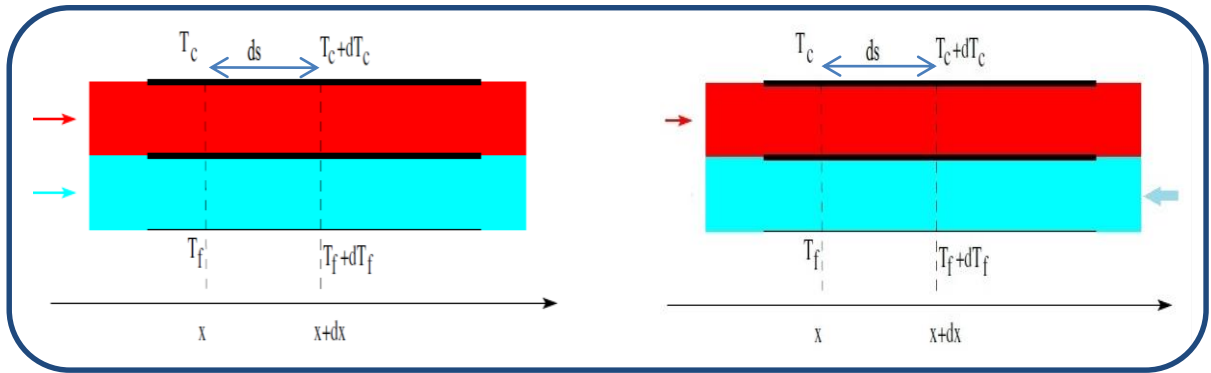


Figure IV.2.1: Échangeur de chaleur à courant parallèle et à contre-courant

(C_c et C_f sont les débits calorifiques des fluides chaud et froid. T_c et T_f températures, dans l'ordre, des fluides chaud et froid. Dans l'équation (1-2), le signe (-) est pour l'écoulement à contre-courant et (+) pour l'écoulement à co-courant).

De l'égalité précédente et par un simple calcul on obtient :

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f}\right) d\Phi \quad \text{IV. (2)}$$

Et comme on peut poser:

$$d\Phi = hg_{cf} ds(T_c - T_f) \quad \text{IV. (3-1)}$$

$$= hg_{cf} ds(T_{cm} - T_{fm}) \quad \text{IV. (3-2),}$$

les égalités (2) et (3), nous donnent :

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f}\right) hg_{cf} ds(T_c - T_f) \quad \text{IV. (4 - 1)}$$

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f}\right) hg_{cf} ds(T_{cm} - T_{fm}) \quad \text{IV. (4 - 2)}$$

Avec : hg_{cf} (coefficient d'échange de chaleur global moyen entre les fluides chaud et froid), ds (élément de surface d'échange) et (T_{cm} et T_{fm} sont des températures moyennes des fluides chaud et froid le long de l'échangeur).

L'intégration de l'égalité (4-1), nous donne :

$$\ln\left(\frac{(T_c - T_f)_s}{(T_c - T_f)_e}\right) = -\left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f}\right) hg_{cf} \times S \quad \text{IV. (5 - 1)}$$

De même, l'intégration de l'égalité (4-2) nous donne:

$$\left((T_c - T_f)_s - (T_c - T_f)_e\right) = -\left(\frac{1}{C_c} \pm \frac{1}{C_f}\right) hg_{cf} (T_{cm} - T_{fm}) S \quad \text{IV. (5 - 2)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

La division de l'égalité (5-2) par l'égalité (5-1), nous donne :

$$(T_{cm} - T_{fm}) = \frac{((T_c - T_f)_s - (T_c - T_f)_e)}{\ln\left(\frac{(T_c - T_f)_s}{(T_c - T_f)_e}\right)} \quad \text{IV. (6)}$$

Les indices (e) et (s) indiquent, dans l'ordre, les états des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

L'intégration de l'égalité (3-2), nous donne la puissance de chaleur échangée le long d'un échangeur de chaleur de surface d'échange S:

$$\Phi = hg_{cf}S(T_{cm} - T_{fm}) \quad \text{IV. (7)}$$

Tel que :

$$(T_{cm} - T_{fm}) = \frac{((T_c - T_f)_s - (T_c - T_f)_e)}{\ln\left(\frac{(T_c - T_f)_s}{(T_c - T_f)_e}\right)} \quad \text{IV. (8)}$$

Pour les écoulements non parallèles (croisés ou autres), l'égalité (7) est multipliée par un facteur de correction **F** qui tient compte de la forme de l'écoulement des fluides dans les échangeurs de chaleur d'où:

$$\Phi = hg_{cf} \times S(T_{cm} - T_{fm})F \quad \text{IV. (9)}$$

(Les méthodes NUT- ξ et NUT-P sont exposées en détail dans le paragraphe (3))

IV.3. Principe de fonctionnement du système :

Les fluides circulants dans le tube central et dans les sections annulaires (figure **IV.3**) peuvent être en parallèles, à contre-courant ou mixte. La chaleur se propage du fluide interne (chaud), de proche en proche, vers les autres fluides froids à chauffer qui l'entourent dans les espaces annulaires tubulaires.

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

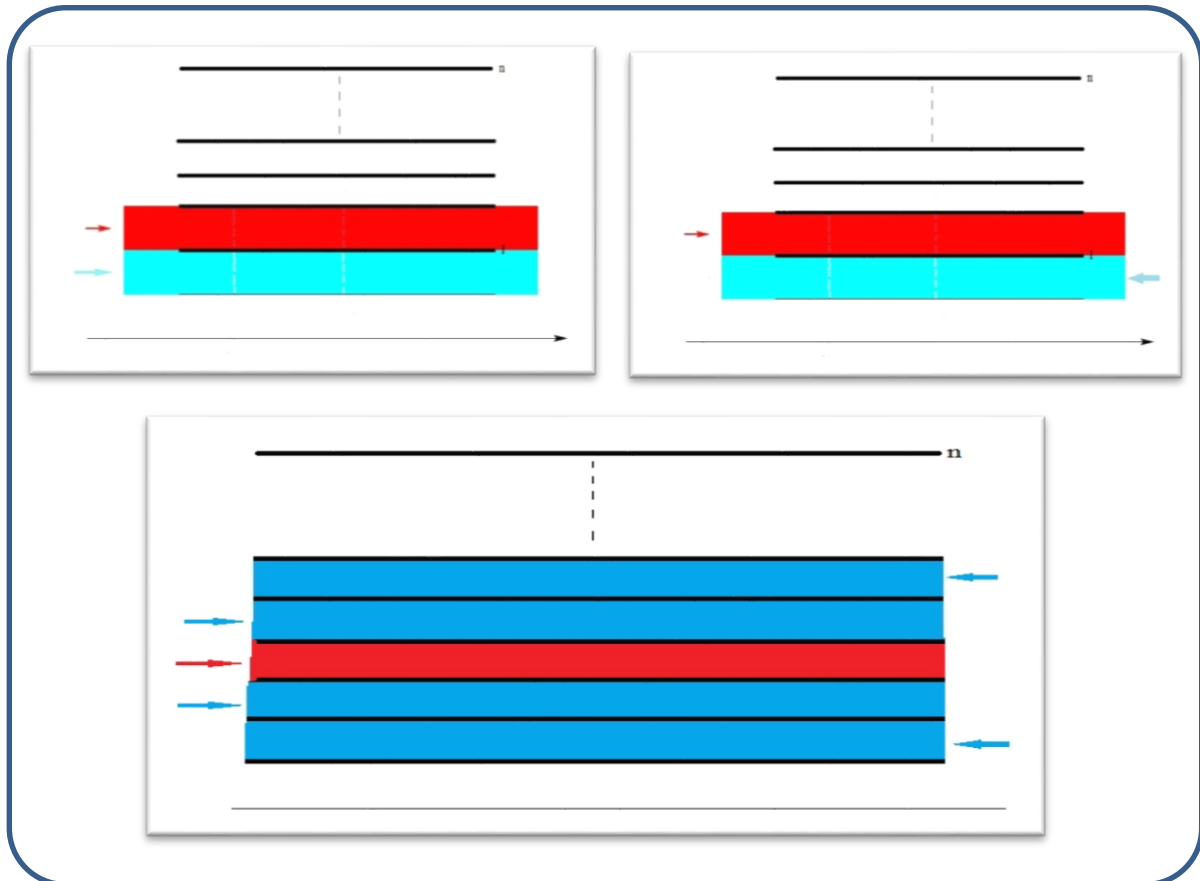


Figure IV.3: Échangeur de chaleur à plus de deux tubes coaxiaux

IV.3.1. Échangeurs de chaleur à deux tubes coaxiaux :

IV.3.1.a. Étude théorique :

On a besoin d'une assise expérimentale ou théorique pour valider nos fondements de modélisation théoriques et nos approches numériques, ce qui va être exposé dans ce qui suit :

IV.3.1.a.1. Écoulement parallèle de deux fluides :

Sur l'élément de longueur dx (figure IV.3.1.a.1), correspondant à l'élément de surface d'échange ds , la puissance de chaleur échangée, $d\Phi$, entre les deux fluides s'écoulant dans la même direction \mathbf{X} , est donnée par l'égalité :

$$d\Phi = -C_c dT_c = hg_{cf} ds (T_c - T_f) \quad \text{IV. (10)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

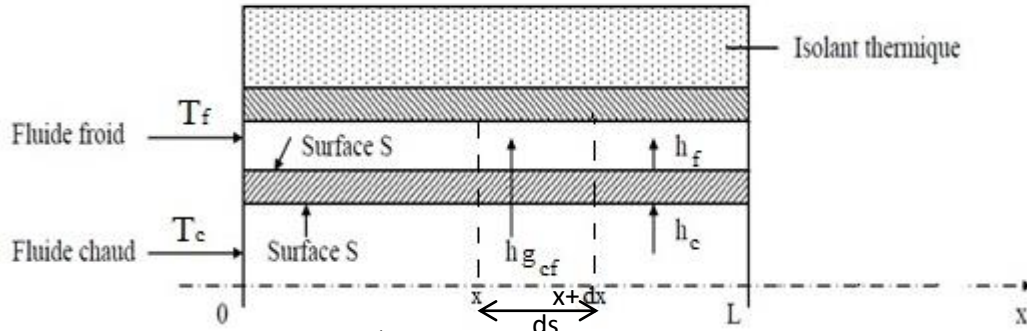


Figure IV.3.1.a.1: Écoulement en parallèle de deux fluides

Avec : hg_{cf} (coefficient d'échange de chaleur global entre les fluides chaud et froid), ds (élément de surface d'échange), T_c et T_f (températures des fluides chaud et froid dans l'ordre) et le signe (-) est synonyme de déperdition de la chaleur.

Le fluide chaud en passant de x à $(x + dx)$ se refroidit et perd de la chaleur qui sera gagnée par le fluide froid pour s'échauffer et par la suite et de la conservation de l'énergie (ce qui est perdu par le fluide chaud est gagné par le fluide froid), on a :

$$C_c(T_{ce} - T_c) = C_f(T_f - T_{fe}) \quad \text{IV. (11)}$$

C_c et C_f sont, dans l'ordre, les débits calorifiques des fluides chaud et froid de températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} .

Des équations (10) et (11) et pour $C = \frac{C_c}{C_f}$ avec $C_c < C_f$, on obtient :

$$-C_c dT_c = hg_{cf} ds (T_c(1 + C) - (CT_{ce} + T_{fe})) \quad \text{IV. (12)}$$

L'équation (12) et après un certain arrangement nous donne :

$$\begin{aligned} dT_c &= \frac{-hg_{cf} (T_c(1 + C) - (CT_{ce} + T_{fe})) ds}{C_c} \\ &= \frac{-hg_{cf} ((1 + C)(T_c - b)) ds}{C_c} \end{aligned} \quad \text{IV. (13)}$$

Avec $b = \frac{(CT_{ce} + T_{fe})}{(1 + C)}$. Comme b est une constante, l'équation précédente peut prendre

la forme :

$$d(T_c - b) = \frac{-hg_{cf}(1 + C)(T_c - b) ds}{C_c} \quad \text{IV. (14)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

En intégrant l'équation (14) pour la condition à la limite $x=0$ (Ce qui correspond à $S=0$) $T_c = T_{ce}$, nous obtenons :

$$(T_c - b) = (T_{ce} - b)e^{\frac{-hg_{cf}(1+C)S}{C_c}} \quad \text{IV. (15)}$$

Et aussi :

$$T_c = b + (T_{ce} - b)e^{\frac{-hg_{cf}(1+C)S}{C_c}} \quad \text{IV. (16)}$$

Pour $s(x = L) = S$ (S surface d'échange de l'échangeur correspondant à la longueur de l'échangeur L), $T_c = T_{cs}$ (température de sortie du fluide chaud), l'équation (16) nous donne :

$$T_{cs} = b + (T_{ce} - b)e^{\frac{-hg_{cf}(1+C)S}{C_c}} \quad \text{IV. (17)}$$

Et aussi :

$$(T_{ce} - T_{cs}) = (T_{ce} - b) \left(1 - e^{\frac{-hg_{cf}(1+C)S}{C_c}} \right) \quad \text{IV. (18)}$$

Par le remplacement de **b** par son expression $b = \frac{(CT_{ce} + T_{fe})}{(1+C)}$. Dans l'équation (18) et après un certain arrangement, on obtient:

ε (rapport entre le flux perdu par le fluide chaud $C_c (T_{ce} - T_{cs})$, flux échangeable, et le flux maximal échangeable :

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_c(T_{ce} - T_{fe})} = \left(\frac{1 - e^{\frac{-hg_{cf}(1+C)S}{C_c}}}{1 + C} \right) \quad \text{IV. (19)}$$

L'expression $\left(\frac{hg_{cf}S}{C_c} \right)$ est appelée **NOMBRE D'UNITE DE TRANSFERT DE CHALEUR (NUT)**,

ε efficacité de l'échangeur et **C** le plus petit rapport des débits calorifiques des fluides. Donc, l'égalité (19) prend la forme :

$$\varepsilon = F(NUT, C) = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \left(\frac{1 - e^{-(NUT(1+C))}}{1 + C} \right) \quad \text{IV. (20)}$$

Si $C_c > C_f$, l'égalité (20) prend la forme :

$$\varepsilon = F(NUT, C) = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \left(\frac{1 - e^{-(NUT(1+C))}}{(1 + C)} \right) \quad \text{IV. (21)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Avec pour $C = \frac{C_f}{C_c}$ et $NUT = \frac{hg_{cf}S}{C_f}$

On note que les nombres ϵ , **NUT** et **C** sont des nombres sans dimensions et la fonction $\epsilon = F(NUT, C)$ se donne par des formules analytiques ou par des courbes paramétriques pour les différents arrangements de l'écoulement des fluides dans l'échangeur de chaleur. D'autres méthodes de calcul sont utilisées comme, par exemple, la méthode **NUT-P**. cette méthode consiste à poser :

$$\Phi = PC'(T_{2e} - T_{1e}) = \epsilon C(T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{IV. 22}$$

L'égalité (22) nous montre que :

$$P = \epsilon \quad \text{si } C' = C \quad \text{et} \quad P = \frac{\epsilon C}{C'} \quad \text{si } C' = C_{max}$$

IV.3.1.a.2. Écoulement à contre-courant :

Pour l'écoulement à contre-courant, la puissance de chaleur échangeable, $d\Phi$ à travers l'élément de surface ds , correspondant à l'élément de longueur dx (figure IV.3.1.a.2), est donnée par :

$$d\Phi = -C_c dT_c = -C_f dT_f = hg_{cf} ds (T_c - T_f) \quad \text{IV. (23)}$$

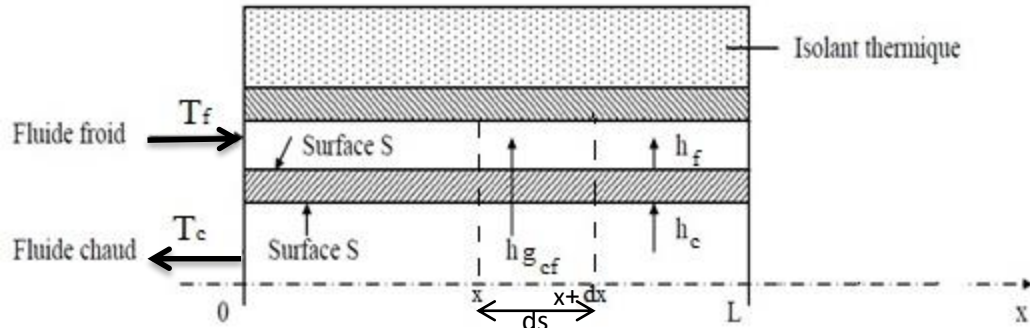


Figure IV.3.1.a.2: Écoulement à contre-courant

Ce qui donne aussi :

$$dT_c = -\frac{1}{C_c} hg_{cf} ds (T_c - T_f) \quad \text{IV. (24)}$$

$$dT_f = -\frac{1}{C_f} hg_{cf} ds (T_c - T_f) \quad \text{IV. (25)}$$

Et des équations (24) et (25), on obtient pour C_c différente de C_f :

$$d(T_c - T_f) = \left(-\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) hg_{cf} ds (T_c - T_f) \quad \text{IV. (26)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

L'intégration de l'équation (26), nous donne :

$$(T_c - T_f) = A e^{\left(-\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) h g_{cf} \times S\right)} \quad \text{IV. (27)}$$

De la condition au limite ($s = 0$, $T_c = T_{ce}$, $T_f = T_{fs}$) et l'équation (27), on obtient $A = (T_{ce} - T_{fs})$.

Par le remplacement de la constante **A** par sa valeur dans l'équation (27), nous aurons :

$$(T_c - T_f) = (T_{ce} - T_{fs}) e^{\left(-\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) h g_{cf} \times S\right)} \quad \text{IV. (28)}$$

A la sortie de l'échangeur ($s = S$, $T_c = T_{cs}$ et $T_f = T_{fe}$), l'égalité (28) devient :

$$T_{cs} = T_{fe} + (T_{ce} - T_{fs}) e^{\left(-\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) h g_{cf} \times S\right)} \quad \text{IV. (29)}$$

Et par la suite :

$$(T_{ce} - T_{cs}) = (T_{ce} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs}) e^{\left(-\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) h g_{cf} \times S\right)} \quad \text{IV. (30)}$$

Par le remplacement de T_{fs} par sa valeur tirée de l'équation de conservation de l'énergie ($C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$) dans l'équation (30) et pour $C_c < C_f$, et $C = \frac{C_c}{C_f}$ on obtient :

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \left(\frac{\text{flux échangé}}{\text{flux maximal échangeable défini précédemment}} \right) \\ &= \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_c (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \\ &= \frac{1 - e^{\frac{-(1-C) h g_{cf} S}{C_c}}}{1 - C e^{\frac{-(1-C) h g_{cf} S}{C_c}}} \quad \text{IV. (31)} \end{aligned}$$

D'où :

$$\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{1 - e^{-(1-C)NUT}}{1 - C e^{-(1-C)NUT}} \quad \text{IV. (32)}$$

On peut montrer que si $C_c = C_f$, l'efficacité de l'échange se donne par :

$$\varepsilon = \frac{NUT}{(NUT + 1)} \quad \text{IV. (33)}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Pour toute autre échangeur de chaleur de $C = 0$, comme les évaporateurs et les condenseurs qui se considèrent comme des fluides de débits calorifiques très élevés (infini) (figure IV.3.1.a.2.2), par exemple, la fonction $\epsilon = F(NUT, C)$ est de la forme :

$$\epsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{cd} - T_{fe})} \quad \text{pour les condenseurs}$$

$$\epsilon = \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{(T_{fe} - T_{ev})} \quad \text{pour les évaporateurs}$$

$$= 1 - e^{(-NUT)} \quad \text{IV. (34)}$$

$$= F(NUT) \quad \text{IV. (35)}$$

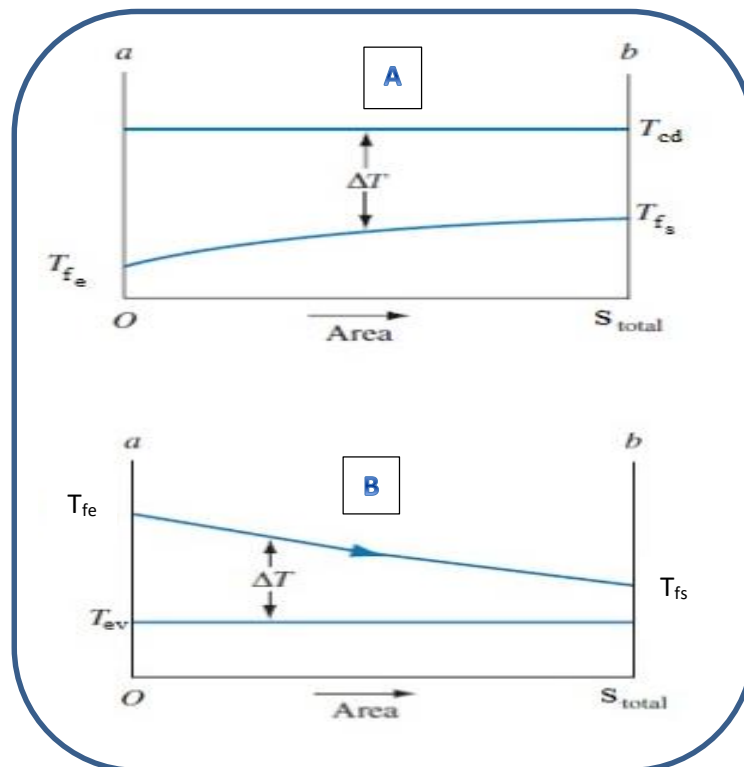


Figure IV.3.1.a.2.2: (A) condenseur (B) évaporateur

Avec : T_{fs} (température de sortie du fluides chaud pour l'évaporateur et fluide froid pour le condenseur) ; T_{fe} (température d'entrée du fluides chaud pour l'évaporateur et fluide froid pour le condenseur) ; T_{ca} (température de condensation pour les condenseurs) et T_{ev} (température d'évaporation pour les évaporateurs).

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

IV.4. Échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux constitués de plus de deux tubes :

On peut montrer que l'échange de chaleur de ce genre d'échangeur (figure IV.3) est régi par l'ensemble des équations suivantes :

$$-C_1 dT_1 = hg_{12} ds (T_1 - T_2) \quad (\text{Puissance de chaleur perdue par le fluide 1 : chaud})$$

$$\pm C_2 dT_2 = hg_{12} ds (T_1 - T_2) - hg_{23} ds (T_2 - T_3) \quad (\text{Puissance de chaleur gagnée par le fluide 2 : froid})$$

$$\pm C_3 dT_3 = hg_{23} ds (T_2 - T_3) - hg_{34} ds (T_3 - T_4) \quad (\text{Puissance de chaleur gagnée par le fluide 3 : froid})$$

.
. .
.

$$\pm C_i dT_i = hg_{i-1 i} ds (T_{i-1} - T_i) - hg_{i i+1} ds (T_i - T_{i+1}) \quad (\text{Puissance de chaleur gagnée par le fluide } i : \text{froid})$$

(i varié de 2 à n-1 avec « n: nombre de tube »)

On ajoute aux équations précédentes, l'équation de conservation de l'énergie pour avoir un nombre d'équations égal aux nombres d'inconnues.

$$-C_1 dT_1 = \pm C_i dT_i \quad (\text{Avec } i \text{ varié de } 2 \text{ à } n)$$

Comme l'indice **i** se répète l'égalité précédente est une sommation d'après la convention d'Einstein.

La solution du système d'équations précédent de **n** équations avec **n** inconnues nous fournit la chaleur à **n** températures variées. Mais comme ce système est constitué de **n** équations non linéaires et couplées, la solution de ce système ne peut se faire que numériquement.

IV.5. Applications :

Les équations de bilan énergétiques d'un échangeur de chaleur tubulaire à plus de deux tubes, que nous avons établies dans le paragraphe 4, sont des équations non linéaires et couplées et leur solution ne peut se faire que numériquement. Pour cela,

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

nous donnons une petite aperçue sur le développement des fonctions en série de Taylor et de Mc-Laurin.

IV.5.1. Développement en série de Taylor et de Mc-Laurin des fonctions :

Une fonction $F(x)$, n fois continues et de dérivées continuées, se développe en série de Taylor, au voisinage de x_0 , et pour $x = x_0 + \Delta x$ comme suit :

$$F(x) = F(x_0 + \Delta x) = F(x_0) + \frac{\Delta x}{1!} \left(\frac{dF}{dx} \right)_{x_0} + \frac{(\Delta x)^2}{2!} \left(\frac{d^2 F}{dx^2} \right)_{x_0} + \dots + \frac{(\Delta x)^n}{n!} \left(\frac{d^n F}{dx^n} \right)_{x_0}$$

(Pour n tend vers l'infini) IV. (36)

L'équation (36) peut se mettre aussi sous la forme :

$$F(x) = F(x_0 + \Delta x) = A_0 + A_1 \Delta x + A_2 (\Delta x)^2 + \dots + A_n (\Delta x)^n \quad \text{IV. (37)}$$

(Les A_i sont des constantes)

De l'équation précédente et pour Δx suffisamment faible (pour Δx suffisamment faible, les Δx de puissances supérieur à l'unité deviennent encore beaucoup plus faible et par la suite elles se négligent), on obtient en première approximation:

$$F(x) - F(x_0) = \Delta x \left(\frac{dF}{dx} \right)_{x_0} = A \Delta x \quad \text{IV. (38)}$$

Où A est une constante.

L'équation (38) est un développement approché alors que le développement exact est donné par l'équation (37).

Pour $x_0 = 0$ ce qui rend $\Delta x = x$, l'équation (37) prend la forme :

$$F(x) = F(0) + x \left(\frac{dF}{dx} \right)_{x_0} + \dots + (x)^n \left(\frac{d^n F}{dx^n} \right)_0 \quad \text{IV. (39)}$$

$= A_i x^i$ (Somme sur i variant de 0 à n d'après la convention d'Einstein)

L'équation (39) est le développement en série de Mc-Laurin et l'équation (36) est celle de Taylor.

IV.5.2. Échangeurs de chaleur tubulaire coaxiale à trois tubes :

Dans le cas d'un écoulement parallèle, les équations de bilan de l'échange (en **première approche et conformément au ce qui est montré en paragraphe 2**) sont les suivantes (figure IV.5.2):

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

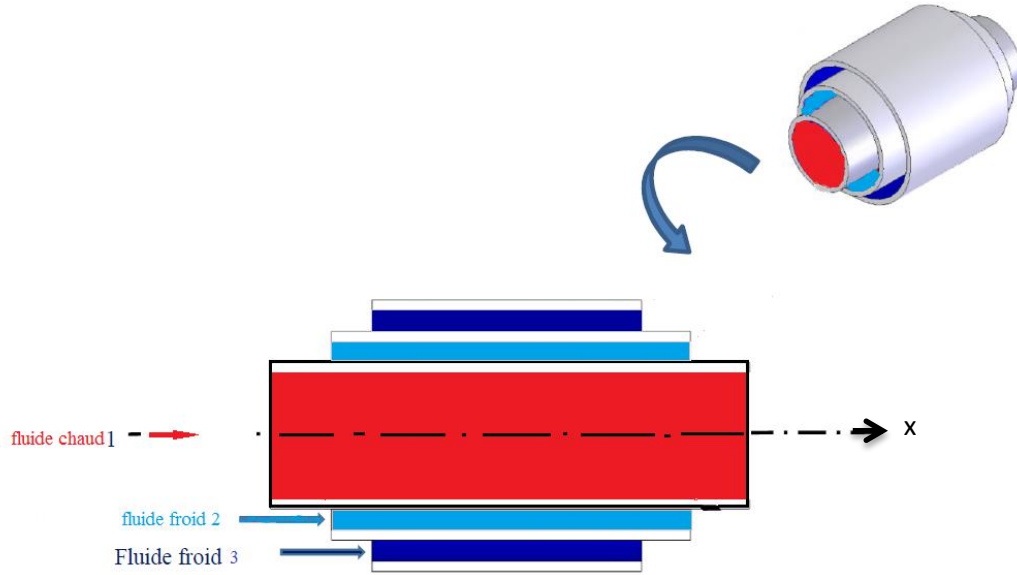


Figure IV.5.2: Échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux

$$dT_1 = dT_1 + 0dT_2 + 0dT_3 = -\frac{1}{c_1} hg_{12} ds (T_1 - T_2) \quad \text{IV. (40)}$$

$$\begin{aligned} dT_2 &= 0dT_1 + dT_2 + 0dT_3 \\ &= \frac{1}{C_2} (hg_{12} ds (T_1 - T_2) - hg_{23} ds (T_2 - T_3)) \end{aligned} \quad \text{IV. (41)}$$

$$dT_3 = 0dT_1 + 0dT_2 + dT_3 = \frac{1}{C_3} hg_{23} ds (T_2 - T_3) \quad \text{IV. (42)}$$

Les indices 1, 2 et 3 sont relatifs aux fluides chauds 1 et fluides froids à chauffer 2 et 3 (figure IV.5.2).

(En deuxième approche), au lieu de prendre T_1 , T_2 et T_3 à l'état avant (x), on les prend à l'état intermédiaire ($x + \frac{x}{2}$). Donc, le système d'équation précédent devient :

$$\bullet \quad dT_1 = dT_1 + 0dT_2 + 0dT_3 = -\frac{1}{c_1} hg_{12} ds \left(\left(T_1 + \frac{dT_1}{2} \right) - \left(T_2 + \frac{dT_2}{2} \right) \right) \quad \text{IV. (43)}$$

$$\bullet \quad dT_2 = 0dT_1 + dT_2 + 0dT_3 = \frac{1}{C_2} \left(hg_{12} ds \left(\left(T_1 + \frac{dT_1}{2} \right) - \left(T_2 + \frac{dT_2}{2} \right) \right) - hg_{23} ds \left(\left(T_2 + \frac{dT_2}{2} \right) - \left(T_3 + \frac{dT_3}{2} \right) \right) \right) \quad \text{IV. (44)}$$

$$\bullet \quad dT_3 = 0dT_1 + 0dT_2 + dT_3 = \frac{1}{C_3} \left(hg_{23} ds \left(\left(T_2 + \frac{dT_2}{2} \right) - \left(T_3 + \frac{dT_3}{2} \right) \right) \right) \quad \text{IV. (45)}$$

Par le regroupement de dT_1 , dT_2 et dT_3 dans le système d'équation précédent, on aura :

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

$$\left(1 + \frac{1}{C_1} h g_{12} \frac{ds}{2}\right) dT_1 - \left(\frac{1}{C_1} h g_{12} \frac{ds}{2}\right) dT_2 + 0dT_3 = -\frac{1}{C_1} h g_{12} ds (T_1 - T_2) \quad \text{IV. (46)}$$

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{C_2} h g_{12} \frac{ds}{2} dT_1 + \left(1 + \frac{1}{C_2} h g_{12} \frac{ds}{2} + \frac{1}{C_2} h g_{23} \frac{ds}{2}\right) dT_2 + \left(\frac{1}{C_2} h g_{23} \frac{ds}{2}\right) dT_3 \\ & = \frac{1}{C_2} ((h g_{12} ds (T_1 - T_2) - h g_{23} ds (T_2 - T_3))) \end{aligned} \quad \text{IV. (47)}$$

$$0dT_1 - \frac{1}{C_3} h g_{23} \frac{ds}{2} dT_2 + \left(1 + \frac{1}{C_3} h g_{23} \frac{ds}{2}\right) dT_3 = \frac{1}{C_3} h g_{23} ds (T_2 - T_3) \quad \text{IV. (48)}$$

La solution numérique du système d'équations précédent nous permet de suivre, pas à pas, l'évolution de la température des fluides le long de l'échangeur jusqu'à l'arrivée des températures de sortie désirées.

IV.6. résultats numériques :

Les fumées de combustion, comme par exemple les fumées des turbines à gaz, contiennent une quantité d'énergie sous forme de chaleur importante. On a voulu revaloriser cette énergie pour produire la chaleur à des températures variées pour le chauffage de l'eau ou de l'air pour des besoins d'utilisation variées. La composition chimique des fumées dépend de la nature des combustibles et de la combustion elle-même mais leurs propriétés physiques ne sont pas loin de celles de l'air. On a utilisé comme fluide chauffant de l'air à 320°C à la place des fumées pour chauffer l'eau et l'air à l'aide d'un échangeur de chaleur tubulaires coaxiaux de trois tubes.

Cet échangeur nous fournit de la chaleur à trois températures différentes. Le calcul de cet échangeur se fait selon les deux approches numériques du paragraphe (IV.5.2), la première approche est simple et facile à utiliser mais moins précis par rapport au deuxième approche relativement plus élaboré. Avant de calculer l'échangeur de chaleur à trois tubes, on a validé nos approches avec le modèle théorique d'un échangeur de chaleur à deux tubes coaxiaux et à courant parallèle.

IV.6.1. validation de l'approche numérique :

On a considéré un échangeur de chaleur tubulaire de deux tubes coaxiaux (voir figure IV.3.1.a.1) fonctionnant selon les conditions suivantes :

- **Propriété thermo-physique** de l'air à pression atmosphérique, fluide chauffant, circulant dans le tube interne :

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

$T_{\text{entree}} = 320 \text{ °C}$, $C_p = 1050$, $\lambda = 0.0463$, $Pr = 0.594$, $\mu = 3.05 \times 10^{-5}$, $\rho = 0.585$,
 $\dot{m} = 13.338 \text{ [kg.h}^{-1}\text{]}$

- **Propriété thermo-physique** de l'eau à pression atmosphérique, fluide à chauffer, circulant dans la section annulaire :

$T_{\text{entree}} = 27 \text{ °C}$, $C_p = 4180$, $\lambda = 0.614$, $\mu = 0.853 \times 10^{-3}$, $\dot{m} = 8.821 \text{ [kg.h}^{-1}\text{]}$

- **Géométrie de l'échangeur** : $D_{\text{interne}} = 2.4 \text{ cm}$, $D_{\text{externe}} = 2.8 \text{ cm}$

IV.6.1.1. Calcul des coefficients d'échange de chaleur :

Pour l'air, le nombre de RENOLDS ' $Re = 6444$ ' (comme le régime est turbulent, la proche utilisée pour calculer le coefficient d'échange de chaleur est alors :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \text{ Ce qui nous donne } (h_{\text{air}} = 42).$$

- **Pour l'eau à chauffer circulant dans l'espace annulaire de l'échangeur :**

Comme le nombre de RENOLDS de l'eau est de l'ordre de 70 le régime de l'écoulement est laminaire et par la suite la formule utilisée pour calculer le

coefficient d'échange de chaleur est alors : $Nu = 4.86 \left(\text{valable pour } \frac{D_{\text{externe}}}{D_{\text{interne}}} \approx 1 \right)$,

ce qui donne $h = 746$

La solution numérique des équations de bilan énergétique des échangeurs de chaleur du paragraphe (IV.5.2) avec les données thermo-physiques citées précédemment nous donne les tableaux ci-dessous :

Tableau IV.6.1: pour le pas $\Delta x = 0.02$ (première approche) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide à chauffer (°C)
0.1	298.75655796	35.070018511
0.2	279.63843605	42.332664431
0.3	262.43300463	48.868712109
0.4	246.94890678	54.750854750
0.5	233.01393005	60.044512899
0.6	220.47309118	64.808562040
0.7	209.18691233	69.095987404
0.8	199.02986986	72.954473266
0.9	189.88899825	76.426933280
1.0	181.66263374	79.551987767
1.1	174.25928361	82.364393239
1.2	167.59660860	84.895428960
1.3	161.60050718	87.173244833
1.4	156.20429136	89.223174474
1.5	151.34794503	91.068016976

$$T_{\text{théorique}}(Lg = 1.5 \text{ m}) = 152.07698374 \text{ °C}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Tableau IV.6.2: pour le pas $\Delta x=0.01$ (première approche) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide à chauffer (°C)
0.1	298.86275315	35.029676782
0.2	279.82963075	42.260032850
0.3	262.69117602	48.770637233
0.4	247.25878273	54.633138201
0.5	233.36261960	59.912051736
0.6	220.84976134	64.665471523
0.7	209.58250575	68.945708266
0.8	199.43685829	72.799865356
0.9	190.30116757	76.270357240
1.0	182.07489663	79.395376183
1.1	174.66751653	82.209312569
1.2	167.99751011	84.743133367
1.3	161.99147491	87.024722909
1.4	156.58331538	89.079189762
1.5	151.71351549	90.929143039

$$T_{théorique}(Lg = 1.5 m) = 152.07698374 \text{ °C}$$

Tableau IV.6.3: pour le pas $\Delta x=0.005$ (première approche) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide à chauffer (°C)
0.1	298.91531507	35.009709411
0.2	279.92430297	42.224068500
0.3	262.81906559	48.722054183
0.4	247.41234877	54.574801102
0.5	233.53549234	59.846380352
0.6	221.03658380	64.594500880
0.7	209.77879531	68.671141235
0.8	199.63888579	72.723118582
0.9	190.50585178	76.192601227
1.0	182.27971229	79.317570233
1.1	174.87041425	82.132235210
1.2	168.19684672	84.667408813
1.3	162.18595293	86.950844051
1.4	156.77193052	89.007538111
1.5	151.89551119	90.680006000

$$T_{théorique}(Lg = 1.5 m) = 152.07698374 \text{ °C}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Tableau IV.6.4: pour le pas $\Delta x=0.02$ (deuxième approche) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide à chauffer (°C)
0.1	298.96680156	34.990150579
0.2	280.01706339	42.18883041
0.3	262.94440668	48.674439261
0.4	247.56289560	54.517610947
0.5	233.70501240	59.781982595
0.6	221.21983288	64.524887705
0.7	209.97138279	68.797980561
0.8	199.83715691	72.647798792
0.9	190.70678487	76.116270202
1.0	182.48802912	79.241169407
1.1	175.06970199	82.056529226
1.2	168.39268997	84.593011329
1.3	162.37707472	86.878240171
1.4	156.95734103	88.937103845
1.5	152.07446340	90.792025133

$$T_{théorique}(Lg = 1.5 m) = 152.07698374 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tableau IV.6.5: pour le pas $\Delta x=0.01$ (deuxième approche) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide à chauffer (°C)
0.1	298.96734438	34.989944371
0.2	280.01804149	42.188458847
0.3	262.94572850	48.673937124
0.4	247.56448346	54.517007750
0.5	233.70680061	59.781303285
0.6	221.22177617	64.524153280
0.7	209.97341488	68.797208604
0.8	199.83924956	72.647003945
0.9	190.70890559	76.115464575
1.0	182.48295207	79.240362933
1.1	175.07180592	82.055729978
1.2	168.39475782	84.592225788
1.3	162.37909299	86.877473464
1.4	156.95929926	88.936359949
1.5	152.07635368	90.791307051

$$T_{théorique}(Lg = 1.5 m) = 152.07698374 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Tableau IV.6.6: pour le pas $\Delta x=0.005$ (deuxième approche) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide à chauffer (°C)
0.1	298.96748008	34.989892823
0.2	280.01828600	42.188365961
0.3	262.94605893	48.673811597
0.4	247.56488039	54.516856959
0.5	233.70724763	59.781133467
0.6	221.22224947	64.523969683
0.7	209.97392288	68.797015624
0.8	199.83977232	72.646805242
0.9	190.70943575	76.115263176
1.0	182.48348279	79.240161323
1.1	175.07233188	82.055530173
1.2	168.39527476	84.592029410
1.3	162.37959754	86.877281794
1.4	156.95978880	88.936173980
1.5	152.07682623	90.791127537

$$T_{théorique}(Lg = 1.5 m) = 152.07698374 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV.6.2. Production de la chaleur à trois températures différentes à l'aide d'un échangeur de chaleur tubulaires de trois tubes coaxiaux :

Pour le pas $dx= 0.005$ m (voir figure IV.5.2) et les propriétés thermo-physiques suivantes :

- **Propriété thermo-physique** de l'air à pression atmosphérique, fluide chauffant, circulant dans le tube interne :

$$T_{entree} = 320 \text{ } ^\circ\text{C}, C_p = 1050, \lambda = 0.0463, Pr = 0.594, \mu = 3.05 \times 10^{-5}, \rho = 0.585, \dot{m} = 13.338 \text{ [kg.h}^{-1}\text{]}$$

- **Propriété thermo-physique** du premier et deuxième fluide à chauffer (l'eau) à pression atmosphérique, circulant dans les sections annulaires :

$$T_{entree} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}, C_p = 4180, \lambda = 0.614, \mu = 0.853 \times 10^{-3}, m_1 = 3.731 \text{ [kg.h}^{-1}\text{]}, m_2 = 5.880 \text{ [kg.h}^{-1}\text{]}$$

- **Géométrie de l'échangeur** : $D_{interne} = 2.4 \text{ cm}, D_{intermédiaire} = 2.8 \text{ cm},$

$$D_{externe} = 3.2 \text{ cm}$$

La solution numérique des équations de bilan énergétique des échangeurs de chaleur du paragraphe (IV.5.2) avec les données thermo-physiques citées précédemment et en première approche nous obtenons les résultats suivants sous forme numérique et graphique :

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Tableau IV.6.7: pour le pas $\Delta x=0.005$ et trois fluides (air – eau et eau) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide 1 à chauffer (°C)	Température du fluide 2 à chauffer (°C)
0	320	27	27
0.1	305.84119980	36.616060937	28.899885460
0.2	292.74275731	42.429286355	32.613737812
0.3	280.53410755	46.799482577	36.470439509
0.4	269.12381286	50.530191278	40.821746829
0.5	258.44920765	53.901318138	44.715450526
0.6	248.45933762	57.016176090	48.384786927
0.7	239.10909612	59.918144668	51.827720742
0.8	230.35713143	62.629909569	55.053226664
0.9	222.16502902	65.166683986	58.073361353
1.0	214.49692964	67.540684616	60.900638853
1.1	207.31930064	69.762666815	63.547185633
1.2	200.60076528	71.842469524	66.024491261
1.3	194.31195741	73.789225593	68.343357035
1.4	188.42539047	75.611457290	70.513909053
1.5	182.91533635	77.317135600	72.545630998

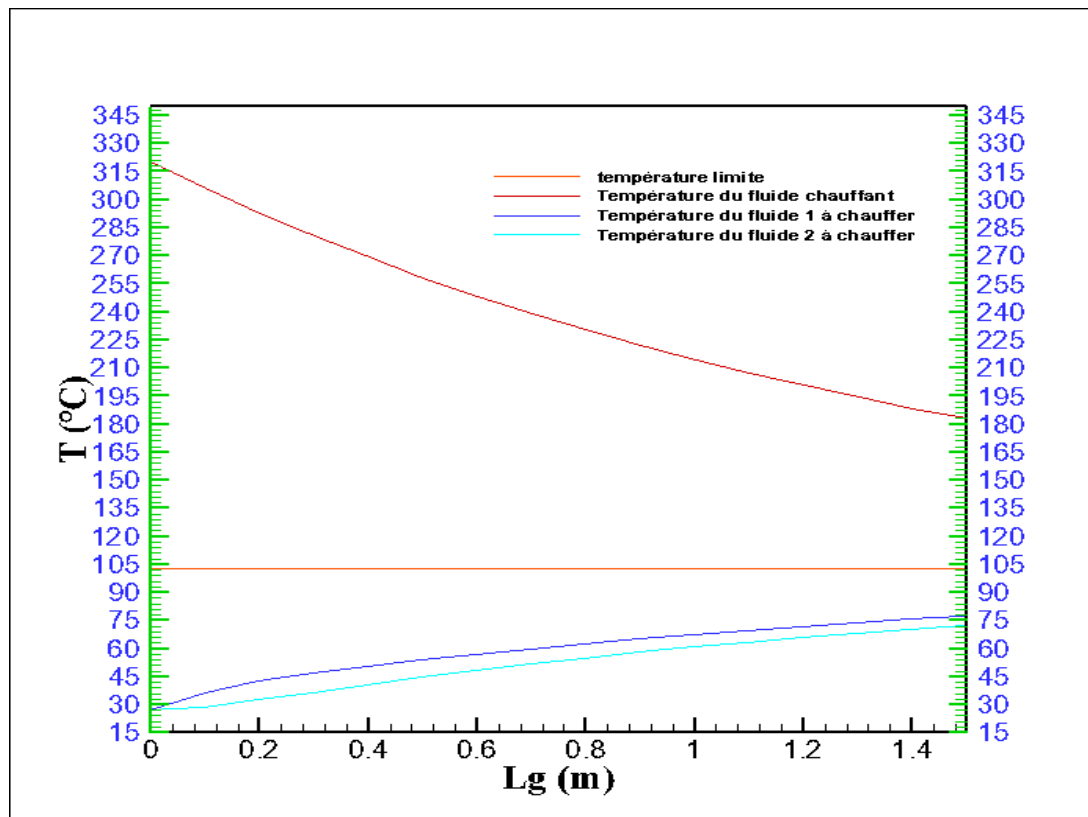


Figure IV.6.7: Évolution des températures des fluides le long de l'échangeur

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

La deuxième approche nous donne les résultats suivants :

Tableau IV.6.8: pour le pas $\Delta x=0.005$ et trois fluides (air – eau et eau) :

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du fluide chauffant (°C)	Température du fluide 1 à chauffer (°C)	Température du fluide 2 à chauffer (°C)
0	320	27	27
0.1	305.84105717	36.618254269	28.898574201
0.2	292.74261741	42.430773475	32.612873161
0.3	280.53397519	46.800251016	36.740026671
0.4	269.12367636	50.530559342	40.821590410
0.5	258.44905997	53.901500661	44.715418168
0.6	248.45917660	57.016281077	48.384811309
0.7	239.10892218	59.918220121	51.827771157
0.8	230.35694680	62.629975239	55.053289743
0.9	222.16483412	65.166747453	58.073431229
1.0	214.49672704	67.540748503	60.900712816
1.1	207.31909280	69.762731812	63.547262265
1.2	200.60055232	71.842535607	66.024569687
1.3	194.31174147	73.789292499	68.343436625
1.4	188.42517279	75.611522326	70.513989306
1.5	182.91511804	77.317203188	72.545711492

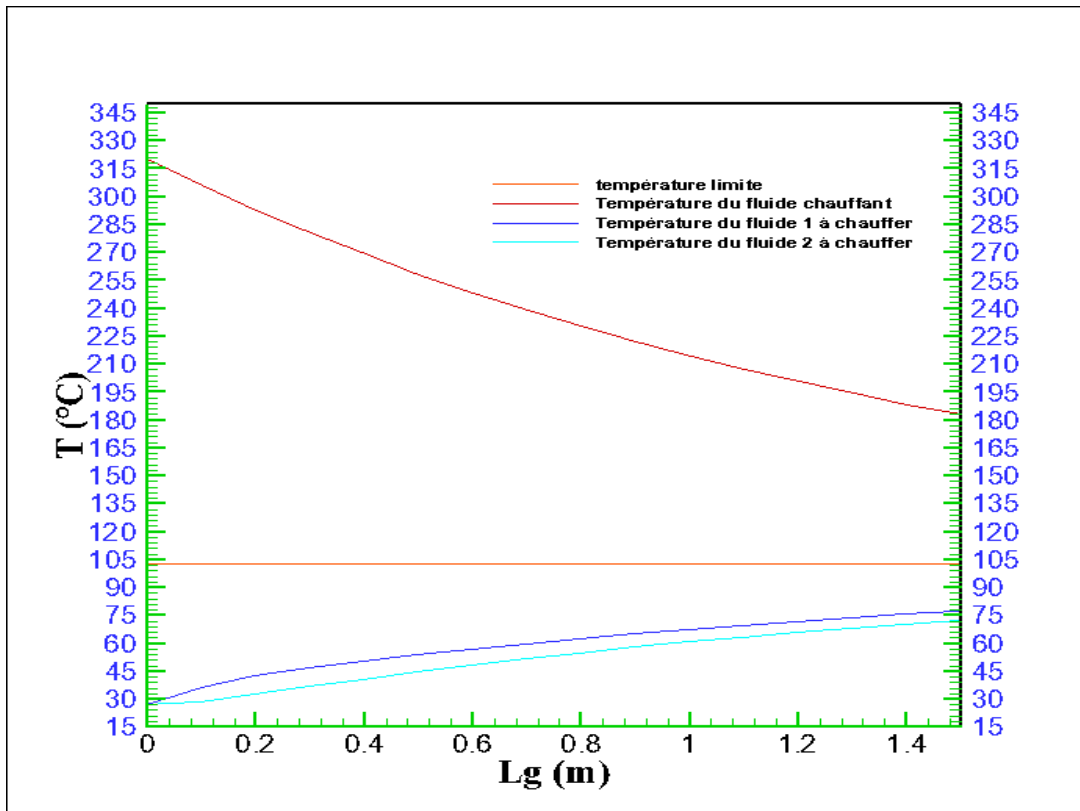


Figure IV.6.8: Évolution des températures des fluides le long de l'échangeur

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Tableau IV.6.9 : pour le pas $\Delta x=0.005$ avec la deuxième approche pour trois fluides
(air – air et air)

Lg (longueur de l'échangeur) (m)	Température du l'air chauffant (°C)	Température du l'air 1 à chauffer (°C)	Température du l'air 2 à chauffer (°C)
0	320	27	27
0.1	307.68017048	48.806512775	28.495362645
0.2	296.74045219	65.726281592	32.267110062
0.3	286.93666982	79.053394885	37.482990007
0.4	278.08359016	89.721763596	43.559443838
0.5	270.03894232	98.406667363	50.090284867
0.6	262.69191292	105.59757947	56.795633516
0.7	255.95485306	111.65040049	63.485369471
0.8	249.75729047	116.82492877	70.032986465
0.9	244.04159748	121.31174594	76.356900545
1.0	238.75984854	125.25151273	82.407097936
1.1	233.87153313	128.74882252	88.155607389
1.2	229.34188421	131.88215186	93.589711103
1.3	225.14065029	134.71101192	98.707115977
1.4	221.24118736	137.28109201	103.51252752
1.5	217.61978222	139.62796246	108.01522680

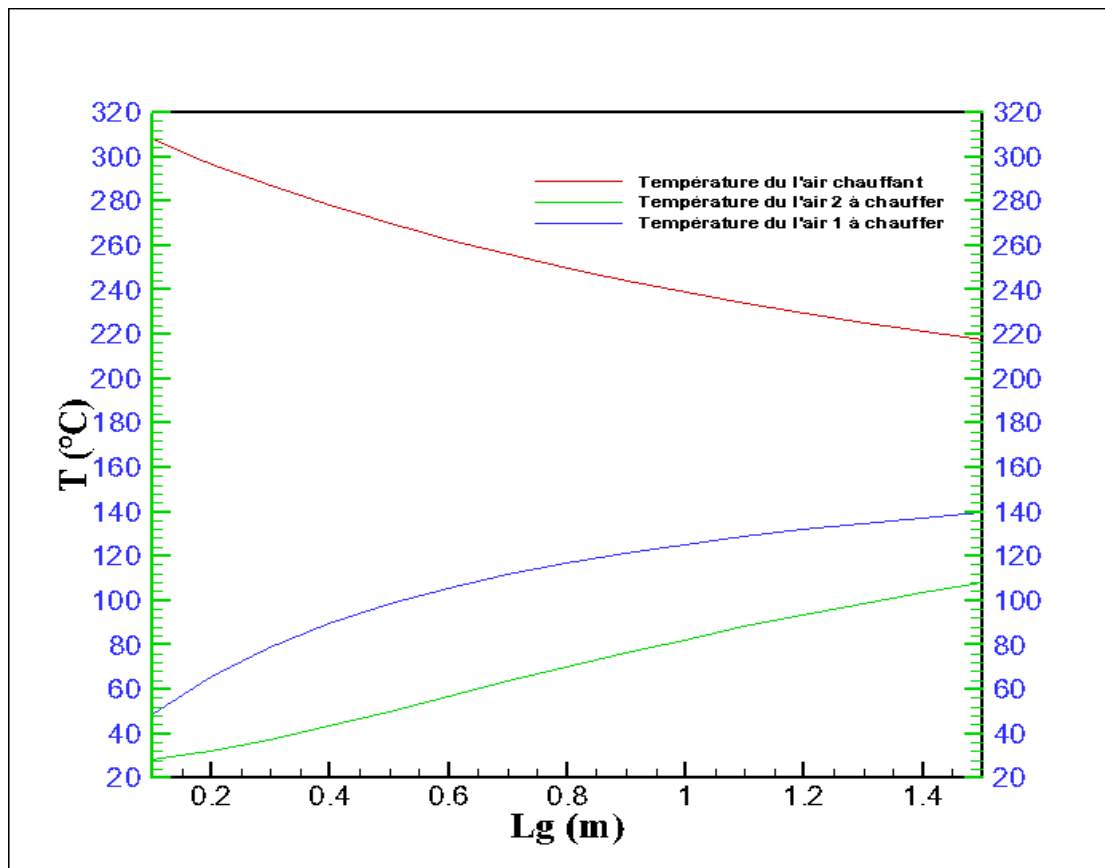


Figure IV.6.9: Évolution des températures des l'air le long de l'échangeur

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

IV.6.2.1. Simulation numérique :

Aujourd'hui, les simulations numériques occupent une place dominante dans tous les domaines d'études. La simulation se présente presque toujours sous forme d'un programme ou d'outils informatiques, elle se définit comme l'utilisation ou la résolution de modèles correspondant à un système donné pour étudier le comportement de ce dernier dans un contexte précis.

L'objectif de cette partie est d'une part de nous familiarisons Fluent comme un outil numérique de résolution d'un échangeur de chaleur tubulaires de trois tubes coaxiaux.

IV.6.2.1.a. Géométrie :

Dans la géométrie de l'échangeur de chaleur, nous modélisons la conception et lui donnons les dimensions de toute conception comme il est vraiment

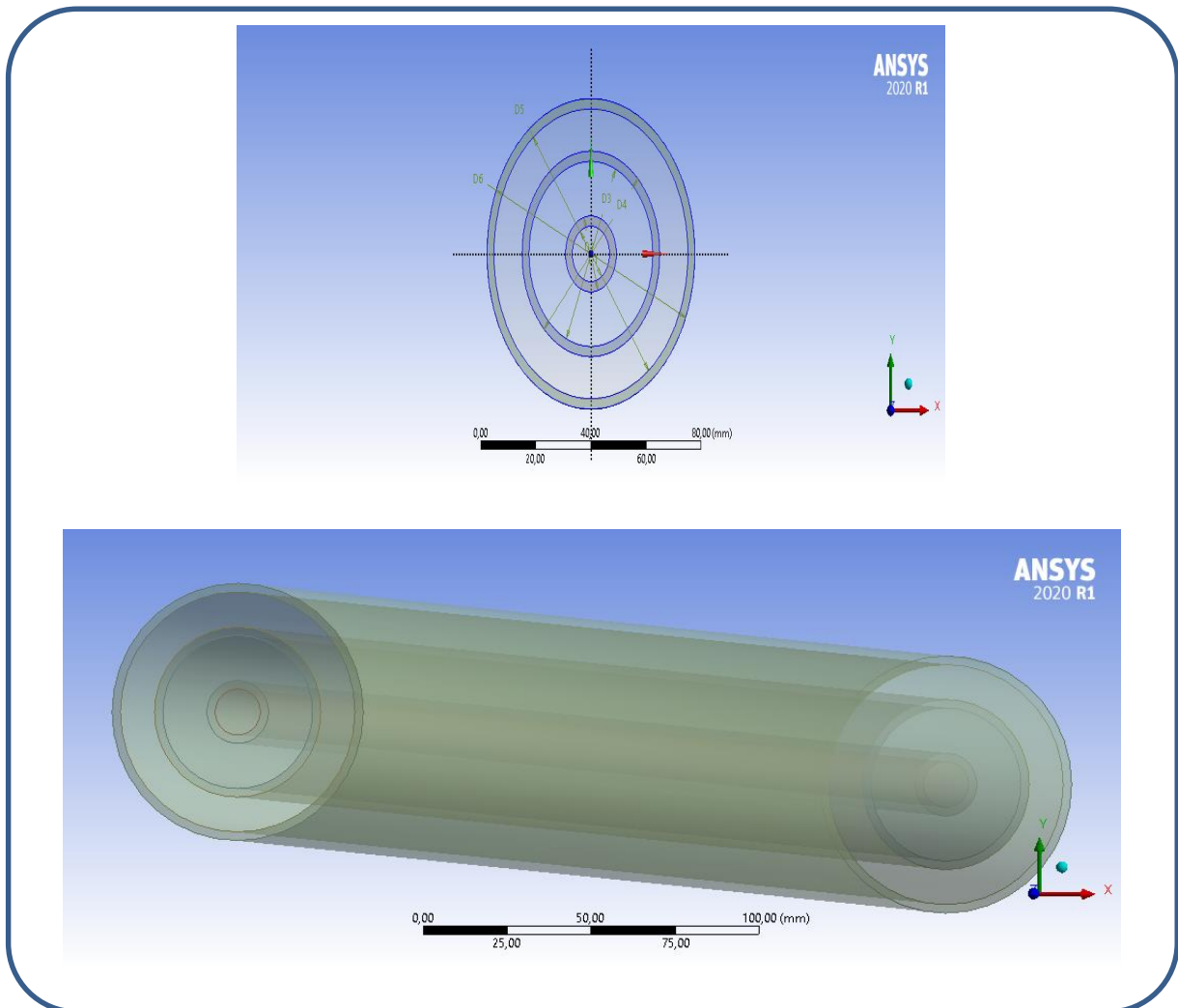
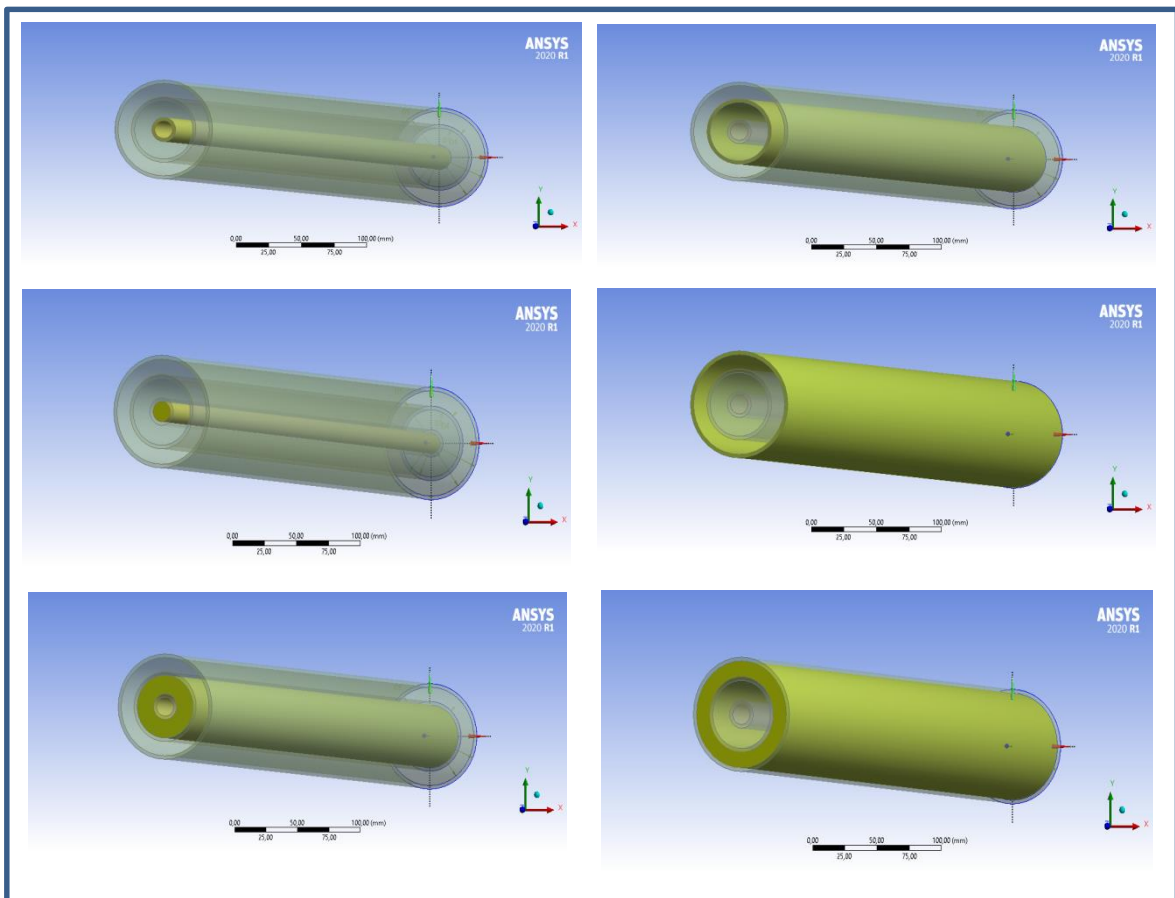


Figure IV.6.2.1.a : Conception d'un échangeur de chaleur de trois tubes coaxiaux

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Dans la partie de conception on va créer un booléen pour séparer l'écoulement dans les tubes



Figures IV.6.2.1.a : Crée le booléen pour l'échangeur de chaleur

IV.6.2.1.b. Maillage :

Le maillage est une phase très importante dans une analyse numérique, vu son influence sur la solution calculée.

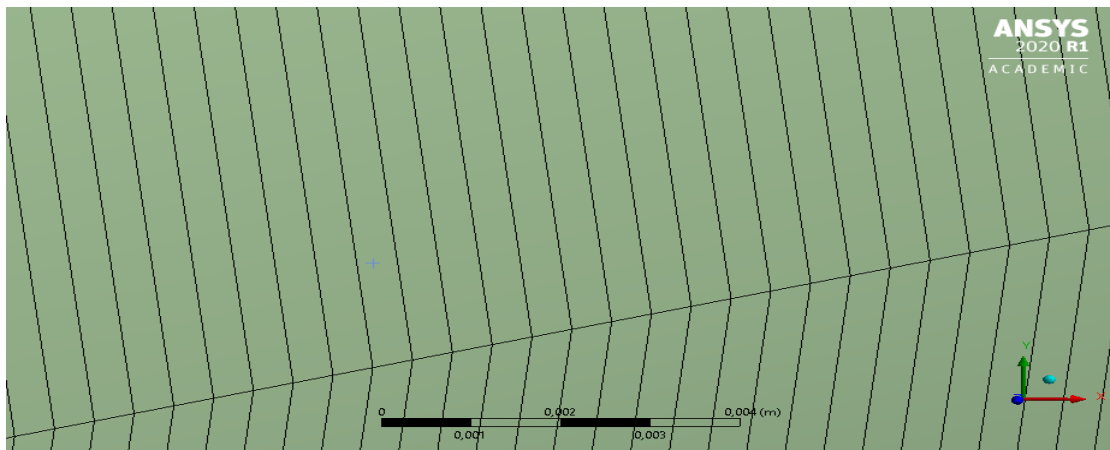


Figure IV.6.2.1.b : maillage structuré à la Surface latérale

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

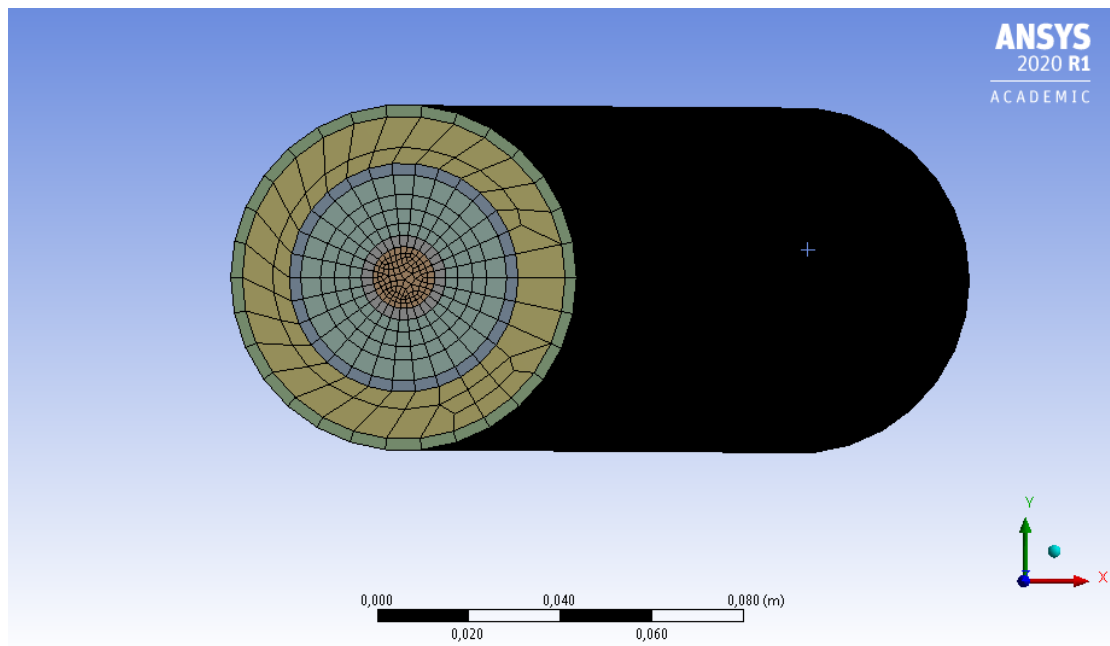


Figure IV.6.2.1.b : Maillage non structuré à la face avant de l'échangeur de chaleur

IV.6.2.1.c. Fluent :

Dans cette étape de la simulation numérique vous devez entrer les conditions aux limites et le type de fluide et Identifier d'autres caractéristiques de fluide et de le matériau de l'échangeur.

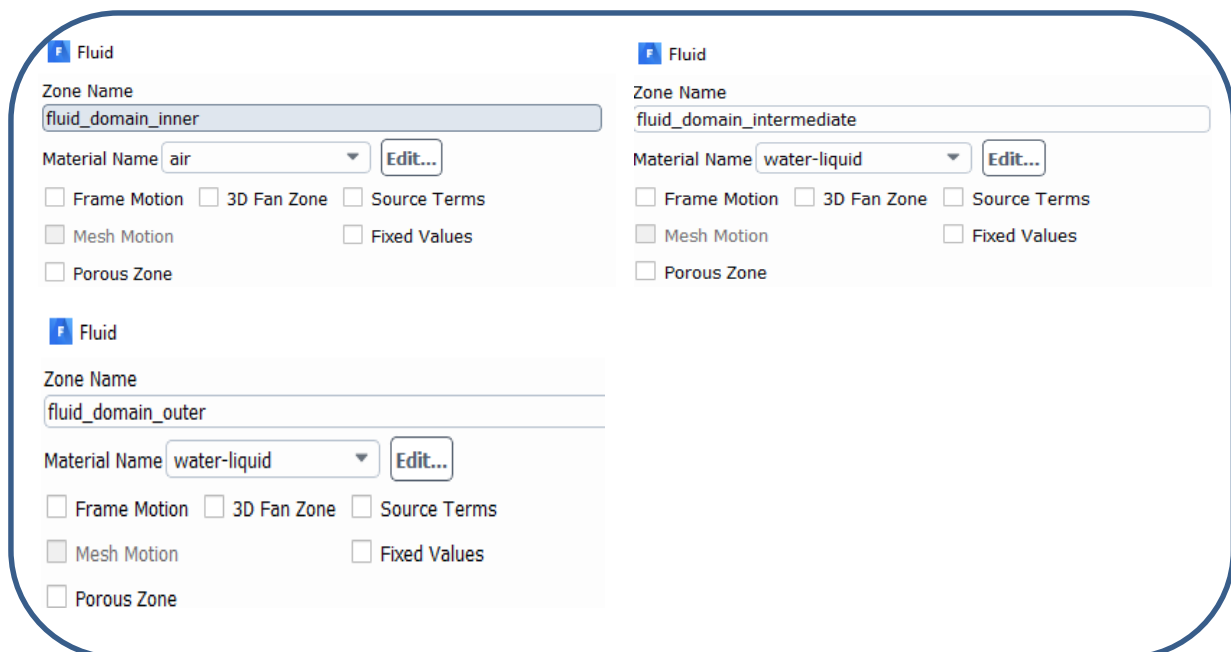


Figure IV.6.2.1.c : Sélectionnez le fluide qui travers chaque tube

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

F Mass-Flow Inlet ×

A

Zone Name
inner_pipe_inlet

Momentum	Thermal	Radiation	Species	DPM	Multiphase	Potential	UDS
----------	----------------	-----------	---------	-----	------------	-----------	-----

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.0037

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help

F Mass-Flow Inlet ×

B

Zone Name
inner_pipe_inlet

Momentum	Thermal	Radiation	Species	DPM	Multiphase	Potential	UDS
----------	----------------	-----------	---------	-----	------------	-----------	-----

Total Temperature (k) 593.15

OK Cancel Help

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

Mass-Flow Inlet (C)

Zone Name: intermediate_pipe_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Reference Frame: Absolute

Mass Flow Specification Method: Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s): 0.01

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0

Direction Specification Method: Normal to Boundary

OK Cancel Help

Mass-Flow Inlet (D)

Zone Name: outer_pipe_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Reference Frame: Absolute

Mass Flow Specification Method: Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s): 0.0016

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0

Direction Specification Method: Normal to Boundary

Figure IV.6.2.1.c : (A, B, C, D) sont des conditions aux limites

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

A la fin de la saisie les données sont tracées des courbes des résidus

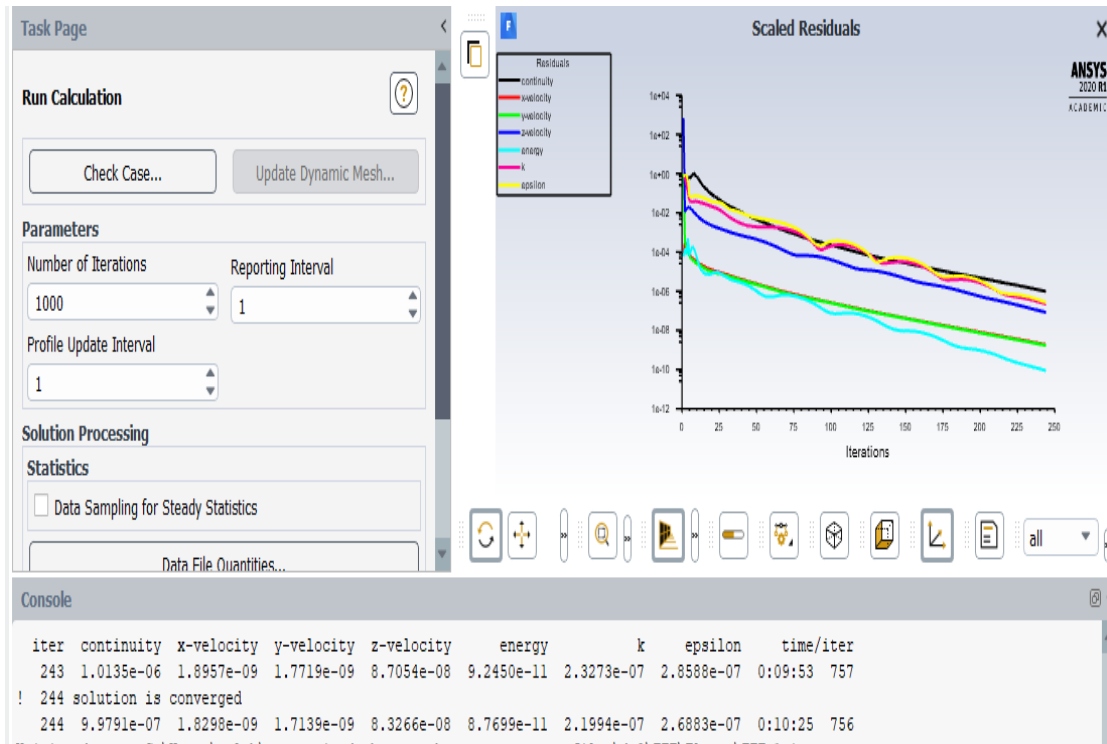


Figure IV.6.2.1.c : Tracé des courbes des résidus

La dernière étape c'est les résultats de calcul :

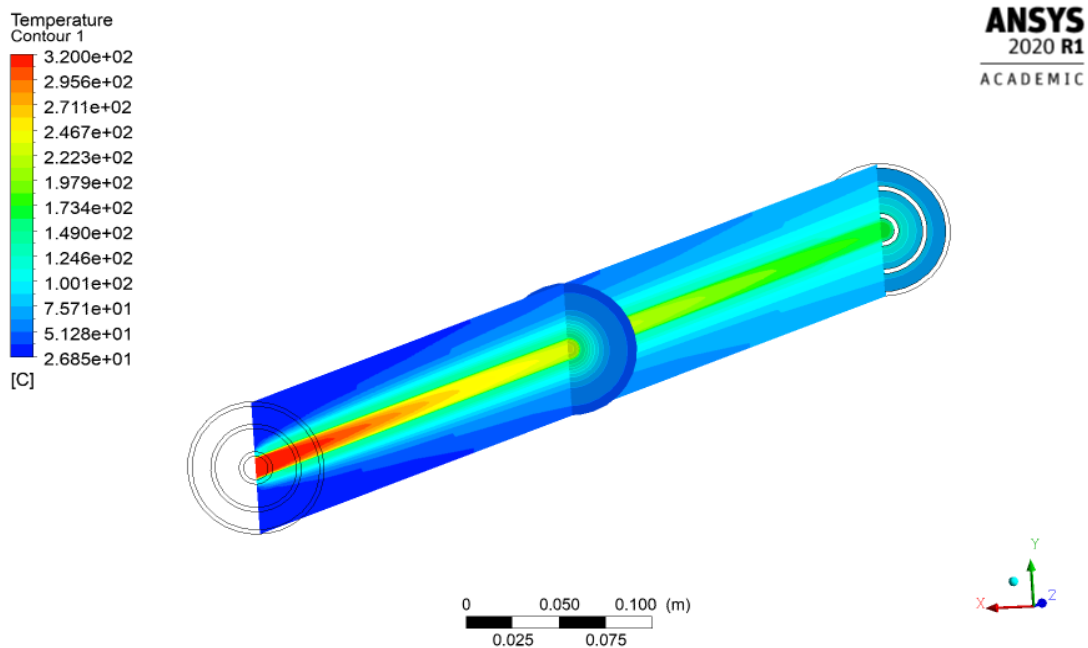


Figure IV.6.2.1.c : représentation tridimensionnel de l'échangeur de chaleur

Chapitre IV : Étude théorique et modélisation des échangeurs de chaleur tubulaires coaxiaux

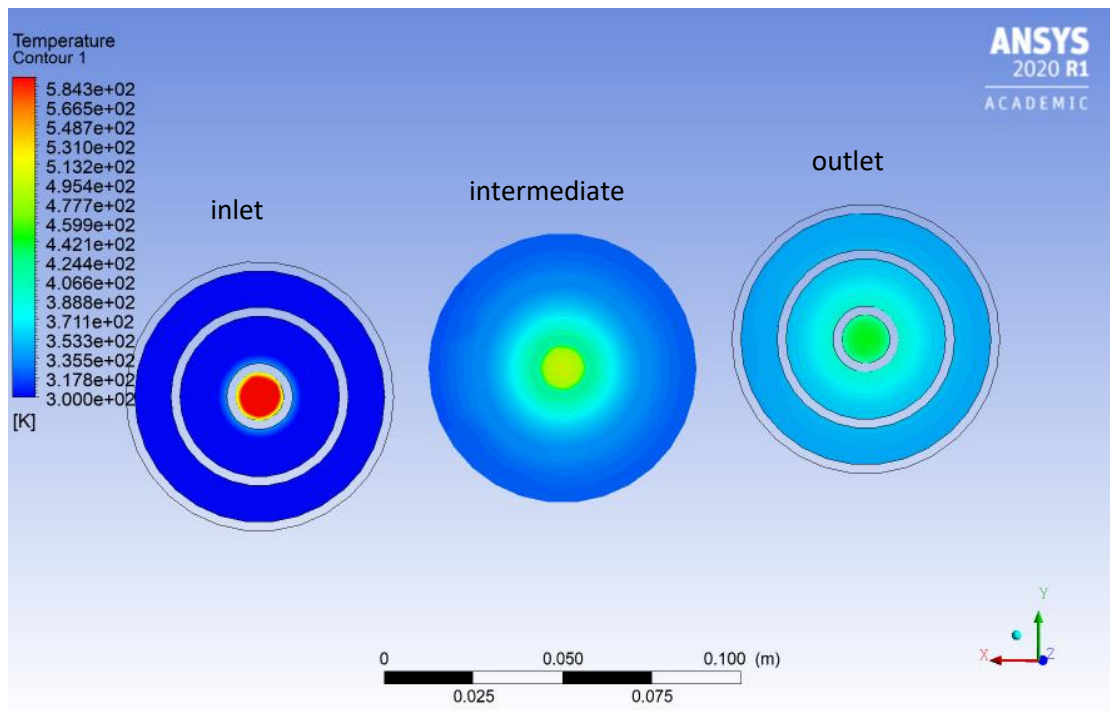


Figure IV.6.2.1.c : représentation de trois sections de l'échangeur de chaleur

IV.7. Conclusion :

On a montré la possibilité de produire, à partir d'une source de chaleur qui peut être un rejet thermique à revaloriser, de la chaleur à des températures variées selon le besoin de l'utilisation (voir tableaux IV.6.8 et IV.6.9).

On a commencé par valider le modèle numérique de calcul par rapport à la théorie et les résultats sont tout à fait correcte (voir les tableaux précédents et les valeurs qui les suivent).

On a montré l'effet du pas sur la précision de calcul et la possibilité d'utiliser plus de trois tubes quand il s'agit de chauffer l'air (tableau IV.6.9) pour le séchage ou le chauffage et l'eau pour le chauffage et l'agro-alimentaire comme exemple.

Références bibliographique

- [1] **S.K. Som**, Introduction to Heat Transfer, 2008.
- [2] **Yunus.A.Cengel**, Heat Transfer A Practical Approach.
- [3] **Jack P. Holman**, Heat Transfer, (McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering) -The McGraw-Hill Companies, Inc. (2010) Tenth édition.
- [4] **Henri-Charlent et Patrick-Agostini**, Traite des installations sanitaires et Thermiques.
- [5] **Frank Kreith, Raj M.Manglik, Mark S. Bohn**, Principles of heat transfer 7^{ème} édition.
- [6] **Jean Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean Rodolphe Puiggali**, Introduction aux transferts thermiques, Dunod, Paris, 2010.
- [7] **Yves Jannot**, Transferts thermique, Ecole des Mines de Nancy Département EPT, 2003.
- [8] **A. Benbrik**, Support de cours Transferts de Chaleur Tome 1, Boumerdès, 2018.
- [9] **Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. incrppera, David P Dewitt**, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7^{ème} édition.
- [10] **Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij**, Heat exchangers, 3^{ème} édition.
- [11] **Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. incrppera, David P Dewitt**, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 8^{ème} édition.
- [12] **Ramesh K, Dusan P**, Fundamentals of heat exchanger design, 2003.

[13] **Zoé Minvelle, Nadia Caney, Patrice Clement, Philippe Bandelier, Philippe Marty, Jean Antonie Gruss et Claude Roussel**, Thermique industrielle Échangeurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [ti203].

[14] **Nora BOULTIF**, Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent et transitoire, Thèse, Université Mohamed Khider – Biskra 2017.

[15] **Frank Kreith, Raj M. Manglik, Mark S. Bohn**, Principles of heat transfer 7^{ème} édition.

[16] **NOTICE D'INSTRUCTIONS**, Banc d'étude de deux échangeurs thermiques. BCET12SP.

[17] www.lmm.jussieu.fr/~lagree/COURS/MECAVENIR/